

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Optimalizace konstrukce silových prvků rovnacího stroje

Design Optimization of Power Elements for Straightening Machine

Student:

Bc. Tomáš Mádr

Vedoucí diplomové práce:

Dr. Ing. Jaroslav Melecký

Ostrava 2016

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Tomáš Mádr**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 20 Výrobní stroje a zařízení
Téma: **Optimalizace konstrukce silových prvků rovnacího stroje**
Design Optimization of Power Elements for Straightening Machine
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Proveďte optimalizaci konstrukce silových prvků rovnacího stroje, který je používán ve firmě KBH CZ s.r.o. Při optimalizaci se hlavně zaměřte na hlavní hřídel, vačku a vyrovnávací pružiny.

V rámci řešení diplomové práce dále zpracujte:

- analýzu a řešení dané problematiky
- posouzení současného stavu s výběrem komponentů pro optimalizaci
- optimalizaci konstrukce vybraného uzlu (doporučuje se variantní řešení)
- provedení nutných technických výpočtů
- kontrolu vybraného uzlu metodou MKP
- zpracování příslušné výkresové dokumentace

Při řešení vezměte v úvahu následující parametry:

Typ rovnacího výrobku: hřídel
Rovnácí síla: 60 t
Rovnácí zdvih: 0,05 m.s-1
Nepracovní zdvih: 0,095 m.s-1

Bližší upřesnění nutných technických údajů a požadavků bude provedeno v průběhu řešení diplomové práce na základě konzultací s firmou KBH CZ s.r.o.

Seznam doporučené odborné literatury:

JERÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1.vyd. Praha, Ediční středisko ČVUT Praha, 1999. 119 s.
SERENSEN, S. V., KOGAJEV, V. P., ŠNEJDEROVIČ, R.M. *Únosnost a pevnostní výpočty strojních součástí*. Praha, SNTL, 1967.
LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky* (4. přepracované vydání). Úvaly, 2008, ALBRA – pedagogické nakladatelství. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
MYNÁŘ, V. A KOL. *Části strojů*. VŠB-TU Ostrava, 1978. 398 s.
ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace*. Obsah, forma a struktura. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Dr.Ing. Jaroslav Melecký**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 16.5.2016


.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanského a náboženského obřadu, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci využít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačních systému VŠB-TUO
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užit dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- Bylo sjednáno, že užit své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, které je oprávněna v takovém případě ode mne požádat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., a vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:

16.5.2016



podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Tomáš Mádr

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Veselíčko 121, 751 25

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

MÁDR, T. *Optimalizace konstrukce silových prvků rovního stroje: diplomová práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2016, 74 s. Vedoucí práce: Dr. Ing. Jaroslav Melecký.

Tato diplomová práce je zaměřena na optimalizaci konstrukce silových prvků rovního stroje pro hřídele. V úvodní části je provedeno základní rozdělení rovnacích strojů s popisem. Následuje analýza vačky firmy KBH CZ s.r.o. a silových prvků. Na základě analýzy je navržen algoritmus pro vytvoření nového profilu vačky. Dalším krokem je navrhnutí optimalizace vyrovnávacích pružin a vyhodnocení Hertzův tlak mezi váčkou a rolnou. Pomocí metody konečných prvků je provedena analýza průběžné hřídele. Vytvořené prvky pro optimalizaci jsou dokumentovány v příloze diplomové práce.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

MÁDR, T. *Design Optimization of Power Elements for Straightening Machine, Master Thesis.* Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2016, 74 p. Thesis head: Dr. Ing. Jaroslav Melecký.

This Master thesis is focused on the Design Optimization of Power Elements for Straightening Machine for shafts. The introduction contains the basic division of Straightening Machines with a description. Following analysis cam of the company KBH CZ s.r.o and power elements. On the basis analysis algorithm is designed to create a new of the cam profile. The next step is designed to optimization of balancing springs and evaluated the Hertz pressure between a cam and roller. Using finite element method is made analysis of the continuous shaft. The newly created elements for optimization are documented in the enclosure of the master thesis.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů:	9
Úvod.....	12
1. Rovnací stroje	13
2. Druhy rovnaček.....	13
2.1. Rovnačky na plechy a svitky.....	13
2.2. Rovnačky profilů.....	15
2.3. Rovnačky trubek a tyčí.....	15
3. Rovnací stroj firmy KBH.....	17
3.1. Charakterizace rovnačky	18
3.2. Pohon rovnačky.....	18
4. Návrh vačky	20
4.1. Analýza vačky KBH	21
4.1.1. Vyhodnocení náběhové části zdvihu	23
4.1.2. Vyhodnocení pracovního zdvihu	23
4.1.3. Průběh kroutícího momentu na převodovku.....	24
4.2. Výpočet vačky pro optimalizaci.....	26
4.2.1. Vyjádření algoritmu pro pracovní profil vačky	26
4.2.2. Vyjádření algoritmu pro náběhový profil vačky.....	29
4.2.3. Propojení náběhové části s pracovním profilem.....	32
4.2.4. Porovnání zdvihu a náběhové části.....	33
4.2.5. Nevyužitý profil vačky	34
4.2.6. Rychlost zdvihu rolny při rovnání	34
4.2.7. Rychlost rolny v nepracovním zdvihu.....	35
4.2.8. Kroutící moment na převodovce při rovnání.....	35
5. Stanovení Hertzova tlaku mezi váčkou a rolnou	38
5.1. Materiál vačky a role.....	39

5.2.	Výpočet Hertzova tlaku.....	40
5.3.	Porovnání Hertzova tlaku.....	43
5.4.	Metodika pro snížení Hertzova tlaku:	43
6.	Volba pružin	44
6.1.	Charakterizace zavěšené stolice	44
6.2.	Návrh vnitřní a vnější pružiny.....	45
6.2.1.	Jednotlivé síly pružin při natočení vačky o 0°, 100° a 300°:.....	47
6.2.2.	Celková síla pružin při stlačeném stavu	48
7.	Analýza hřídele	52
7.1.	Metoda zavedení virtuální síly	52
7.2.	Vyjádření vnějších reakcí.....	53
7.3.	Vyjádření vnitřních reakcí.....	59
7.4.	Kontrola hřídele	60
7.4.1.	Stanovení ohybových průběhů a posouvajících sil.....	61
7.5.	Kontrola pera.....	64
7.5.1.	Pevnostní kontrola pera pro vačku.....	64
7.5.2.	Pevnostní kontrola pera pro převodovku	65
8.	Metoda konečných prvků MKP	67
8.1.	Kontrolní MKP hřídele	67
8.2.	MKP pro reálné vyhodnocení hřídele	68
	Závěr.....	70
	Seznam použitých zdrojů.....	71

Seznam použitých značek a symbolů:

a	Zrychlení	[m.s ⁻²]
B	Kontaktní šířka vačky	[mm]
b	Délkový úsek na hřídeli	[mm]
C	Tuhost pružiny	[N.m]
c	Délkový úsek na hřídeli	[mm]
D _d	Vnější průměr pružiny	[mm]
d	Průměr hřídele	[mm]
d _d	Průměr drátu pružiny	[mm]
E	Modul pružnosti v tahu	[Pa]
e	Délkový úsek na hřídeli	[mm]
F _{cp}	Celková síla pružin při stlačení	[N]
F _{D1}	Síla vnější pružiny při stlačení	[N]
F _{D2}	Síla vnitřní pružiny při stlačení	[N]
F _{PS}	Síla působící na pružiny	[N]
F _s	Síla vačky působící na rolnu	[N]
F ₆₀	Potřebná síla k rovnání pro 60 tun	[N]
F _{8P}	Síla pružiny ve stlačeném stavu	[N]
F _{RS}	Síla pružin působící na rovnací soustavu	[N]
F _y	Síla působící ve směru souřadnice y	[N]
F _{Yux}	Posouvající se síla ve směru souřadnice y	[N]
F ₂	Obvodová síla působící na pero	[N]
G	Modul pružnosti ve smyku	[Pa]
g	Tíhové zrychlení	[m.s ⁻²]
H	Maximální výška stoupání rolny	[mm]
i	Převodový poměr	[-]
i _p	Poměr vinutí pružiny	[-]
J	Kvadratický moment	[mm ⁴]
K ₁	Koeficient charakterizující materiál	[-]
K ₂	Koeficient charakterizující materiál	[-]
k	Vzdálenost středu rolny od středu vačky	[mm]
L	Kontaktní délka vačky s rolnou	[mm]
L _k	Délka pružiny přepočtena z profilu vačky	[mm]

L_z	Počáteční délka stlačení	[mm]
L_0	Délka pružiny ve volném stavu	[mm]
L_{8P}	Délka pružiny ve stlačeném stavu	[mm]
l_p	Délka pera	[mm]
Δl	Délka stlačené pružiny	[mm]
M_{kp}	Krouticí moment na převodovce	[N.mm]
M_{OMAX}	Maximální ohybový moment	[N.m]
M_{ORED}	Redukovaný ohybový moment	[N.m]
M_{Ra}	Moment k reakci R_a	[N.mm]
M_{Rd}	Moment k reakci R_d	[N.mm]
m_{RU}	Hmotnost rovnicí soustavy	[kg]
m_{60}	Rovnicí síla v hmotnosti	[kg]
n	Otáčky motoru	[ot.min ⁻¹]
n_p	Počet činných závitů pružiny	[-]
p_h	Hertzův tlak	[MPa]
p_{d2}	Dovolený tlak na bok pera	[MPa]
p_2	Tlak na boku pera	[MPa]
R_A	Poloměr primární kružnice	[mm]
R_a	Reakce vnitřní na hřídeli	[N]
R_b	Reakce vnější na hřídeli	[N]
R_c	Reakce vnější na hřídeli	[N]
R_d	Reakce vnitřní na hřídeli	[N]
R_{red}	Redukovaný poloměr	[mm]
R_r	Poloměr rolny	[mm]
R_v	Poloměr vačky	[mm]
R_m	Mez pevnosti v tahu	[MPa]
R_e	Mez kluzu v tahu	[MPa]
R_p	Rádus pera	[mm]
R_Z	Poloměr základní kružnice v dotyku	[mm]
r_b	Poloměr základní kružnice vačky	[mm]
r_r	Poloměr rolny	[mm]
S	Zdvih rolny	[mm]
S_p	Plocha otláčení pera	[mm ²]
s	Lineární rovnice pro zdvih	[mm]

t_1	Hloubka drážky v náboji	[mm]
v	Rychlost zdvihu rolny	[m.s ⁻¹]
x	Parametrické vyjádření bodu x pro profil vačky	[mm]
x_p	Parametrické vyjádření bodu x pro střed rolny	[mm]
x_1	Virtuální síla	[-]
x_0	Síla působící na hřídel od vačky	[N]
x_{u1}	Myšlený řez hřídelí	[-]
y	Parametrické vyjádření bodu y pro profil vačky	[mm]
y_p	Parametrické vyjádření bodu y pro střed rolny	[mm]
z	Celkový počet závitů pružiny	[-]
φ	Úhel natočení vačky	[°]
ω	Úhlová rychlost	[rad.s ⁻¹]
π	Ludolfovo číslo	[-]
μ	Poissonovo číslo	[-]
α_B	Bachuv opravný součinitel	[-]
β	Úhel maximální hodnoty zdvihu	[°]
σ_O	Namáhání v ohybu	[MPa]
σ_{ODOV}	Dovolené namáhání v ohybu	[MPa]
δ	Posunutí na hřídeli	[-]

Úvod

Rovnací stroje jsou určeny pro rovnání s určitým požadavkem na přesnost v dané toleranci.

Cílem zpracování této diplomové práce je optimalizace vrchního rovnacího uzlu pro hřídele od firmy KBH CZ s.r.o. a silových prvků stroje působící při rovnacím procesu. Rovnací stroj je navrhnutý pro rovnací sílu 60 tun, kde na rovnací stoličce působí po celé délce síla o 30 tunách oproti středu stoličky, kde je vyvinuta požadovaná rovnací síla 60 tun. Práce je zaměřena na optimalizaci vačkového pohonu, vyrovnávacích pružin, zvolené převodovky a průběžné hřídele. Rovnací rychlost v lineární oblasti tzv. pracovní musí splňovat zdvih o rychlosti $v = 0,05 \text{ m.s}^{-1}$ a rychlost v náběhové oblasti $v = 0,09 \text{ m.s}^{-1}$.

Úvod diplomové práce je zaměřený na seznámení s rovnacími stroji a analýzu vačky pro optimalizaci rovnacího zdvihu. Dále se práce zabývá kontrolou velikosti působení Hertzového tlaku mezi vačkou a rolnou. Navrhnuté pružiny firmy KBH CZ s.r.o. také podléhají optimalizaci pro zlepšení pracovního chodu stroje. Závěr je vyhrazen pro metodu konečných prvků, kde bude analyzována průběžná hřídel.

Vstupní a požadované hodnoty byly zvoleny firmou KBH CZ s. r. o., kde samostatné rozměry byly vyčteny z modelu skrze SOLIDWORKS 2015.

1. Rovnací stroje

Rovnací stroje (rovnačky) nám zajišťují rovnání mechanických částí, které již byly tepelně zpracovány, za studena a řadí se mezi technologické dokončovací operace. Na rozdíl od adaptivního procesu ohybu se provádí s kusy, které musí být v souladu s určitými požadavky na přesnost a mají přísné geometrické tolerance. Mezi obvyklé rovnané produkty řadíme převážně plechy, profily, tyče a trubky. Za využití dokončovacích procesů se výrazně zvýší kvalita produktu a výrobní závod vyprodukuje výrobky s minimálním nákladem pro další technologický dokončovací úsek.

2. Druhy rovnaček

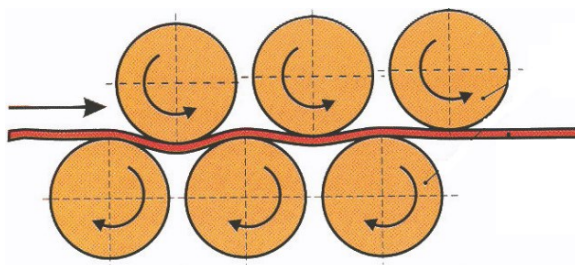
Rovnací stroje můžeme obecně rozdělit do základních kategorií podle jejich samotné činnosti. K první skupině patří rovnačky pracující v nepřetržitém provozu, v druhé skupině rovnačky pracující pouze spojitě. Mezi hlavní výhody rovnaček pracujících spojitě patří rychlost rovnání a také větší výkon. U nepřetržitých rovnaček je přidělena zkušená pracovní obsluha. Rovnaný materiál nepřetržitým způsobem vykazuje větší výstupní přesnost, ale vstupní křivost materiálu nemá omezení.

2.1. Rovnačky na plechy a svitky

Pro rovnání plechů se převážně využívají rovnací válce, jinak řečeno rovnací kladky. Stroje pro rovnání obsahují dvě skupiny válců, kromě válců na rovnání jsou zde i výstupní a vstupní válce. Rychlost rovnacích válců se převážně pohybuje v malém rozmezí od 0,1 až 2 m.s⁻¹. Princip rovnání plechů je založen na principu střídavého ohybu materiálu. Když materiál odpružíme, dojde k požadovanému narovnání.

Tyto druhy rovnacích strojů mívají lichý počet pracovních válců, kde v dolní řadě je přidán o jeden válec více než v horní řadě. Při rovnacím procesu mají plechy malý kvadratický moment v příčném řezu. Obzvláště se to týká tenkých plechů, u kterých dochází k velkým průhybům pro potřebnou plastickou deformaci. K eliminaci vzniku vad jsou navrženy při vstupu i výstupu stavěné usměrňovací válce. Tyto usměrňovací válce mají

zpravidla co nejmenší průměr tak, aby při pracovním procesu nedocházelo k ovlivnění průhybové čáry plechu. Nesmíme opomenout podmínku chování průměrově menších válců, kdy při menším průměru válce dochází k většímu průhybu samotného válce a pro stálost rovnacího procesu se přidává větší krouticí moment. Proto se při návrhu válců musí zvolit optimální průměr vstupních a výstupních válců. Více rovnacích válců ve stroji zlepšuje rovnání a eliminuje všechny formy nechtěného zakřivení a zvlnění plechů. Pro rovnání tenkých plechů se využívá až 23 válců. Rovnačky navrhnuté pro rovnání tlustých plechů jsou opatřeny podpíracím systémem. Pracovní válce jsou podepírány pravidelnou řadou stavitelných kotoučů pro zachycení radiálních sil vznikajících od válců. Horní i dolní řada válců jsou motorizovány samostatně z převodovky přes kloubovou hřídel.



Obr. 1- Technologie rovnání pomocí válců [5]

Malé rovnačky mají válce uspořádaný blízko sebe, proto není třeba pohánět jednotlivé válce zvlášť. Krouticí moment se přenáší pomocí válců, na kterých je navrženo ozubení. Všechny válce jsou vyrobeny z plně kované tvrzené oceli a jsou namontovány na dvojité soudečkové ložiska, utěsněná a mazaná pro dosažení dlouhé životnosti. Řídicí systém dodává přesnost a neustále monitoruje stav plechů a pozici rovnacích válců. Taktéž zařizuje výpočet pracovních parametrů na základě vstupních veličin, nastavení tloušťky, šířky a kvality materiálu.



Obr. 2- Rovnačka plechu [6]

2.2. Rovnačky profilů

Rovnačí stroje pro profily vynikají v návrhu oproti jiným rovnačkám. Rovnačí kotouče jsou uloženy ve stroji letmo, avšak vzniká velké namáhání hřídelí na ohyb. Motorizovaná je pouze spodní řada kotoučů, vrchní řada je svislá a lze ji přestavit. Přestavitelnost zpravidla bývá i osová tak, aby docházelo k rovnání ve vodorovné rovině. Tímto rovnáním můžeme rovnat profil ve všech směrech. Zaváděcí kotouče jsou umístěny na vstupu pracovního cyklu a správně natáčí tvarovaný materiál. Vyrovňovací kotouč stabilizuje výstupní konec daného tvarovaného profilu. Pro rovnání širokého sortimentu jsou kotouče navrženy pro snadnější a rychlou záměnu. Profilové rovnačky mohou mít i vodorovné uložení stavěcího kotouče a dosáhnou zmenšení rozteče. Zmenšená rozteč má vliv na náběhovou a výběhovou vzdálenost konců kruhového profilu, které pak nemají dostatečné ohybové namáhání a k rovnání nedojde. Stroje s pouzdry obsahují dvě pracovní plochy a používají se pro rovnání hranatých, zaoblených nebo šestihranných materiálů. Stroje umožňují rovnat profily ve dvou úrovních v jednom cyklu. Návrh s pouzdry zajišťuje vyšší pevnost. Pokud se profily rovnají v řadě za sebou, je nutné využít vícedráhového rovnání tak, aby byl umožněn výstupní krok z válcovny. Pro zvýšení přesnosti produktu a zajištění stálého rovnání se začalo využívat konstrukce s umístěním pracovních válců mezi pouzdry.



Obr. 3- Rovnačka profilů [7]

2.3. Rovnačky trubek a tyčí

Rovnačky pro rovnání profilů s kruhovým průřezem využívají válce s kosoúhlým stykem. Navržené válce jsou postaveny šikmo vůči ose rovnaného materiálu a to až o 30° . Mají tvar rotačních jednoosých hyperboloidů. Trubka nebo tyč prochází mezi těmito

mimoběžnými válci a kontakt nastává v horní i na spodní části tvořící dotykovou křivku. Vytvořené dotykové křivky jsou vůči sobě uloženy šikmo. Rovnací válce přenášejí rotaci do rotací tyčí jak kolem jejich vlastní osy, tak i do axiálního posuvu tyče. Šroubovicový pohyb, který koná tyč, je dán vzniklými třecími momenty na válci. Vzniklé nerovnosti na tyči změni dotykové body mezi válcem a tyčí, kde nerovnosti vyvolávají síly s plastickým ohybovým momentem. Pro zlepšení technologického procesu se používají až tři dvojice válců. Pro každý válec se přivádí kroutící moment za pomoci kloubové hřídele. Zajištění válců obstarávají přestavitelné stavěcí šrouby v úhlových držácích, které jsou samostatné pro horní a dolní válec. Přestavitelnost umožňuje rovnání více průměrů tyče. Při změně rovnacího průměru se musí úhlově natočit rovnací válce vůči ose rovnané tyče. Natočení válců zajišťují stavěcí šrouby.

Velikost a tvarové vady trubek se rozdělují do tří skupin a to změny délky, průřezové a zkroucené vady. Mezi typické vady trubkového profilu patří nesoustředné dutiny. Deformace výrobků vykazujících zkroucení je spojena s úhlovým natočením průřezu, který je rozložený podélně po směru. Oprava se zpravidla provádí nejen jedním, ale více cykly. Trubky vykazující zkroucení se rovnají pružně-plastickou deformací pomocí roztáčení. Tyto druhy trubek můžeme rovnat sdruženě za působení rotace a tahu. Všeobecně se trubky kruhového průřezu zakřivují při tepelném procesu, především při žíhání. Takové produkty jsou rovnány na rolnách nebo na hrubovacích lisech. V následující operaci projdou jedním nebo více průchody rotační rovnačky, pokud je zapotřebí, materiál ještě projde rovnacím lisem. Trubky během rovnání nerotují, je tedy možné rovnat i velká prohnutí. Trubku s malým prohnutím lze vynechat v procesu pro hrubé rovnání. Každému rovnanému rozměru trubky odpovídá sada drážkových rolen. (viz.lit.[4])

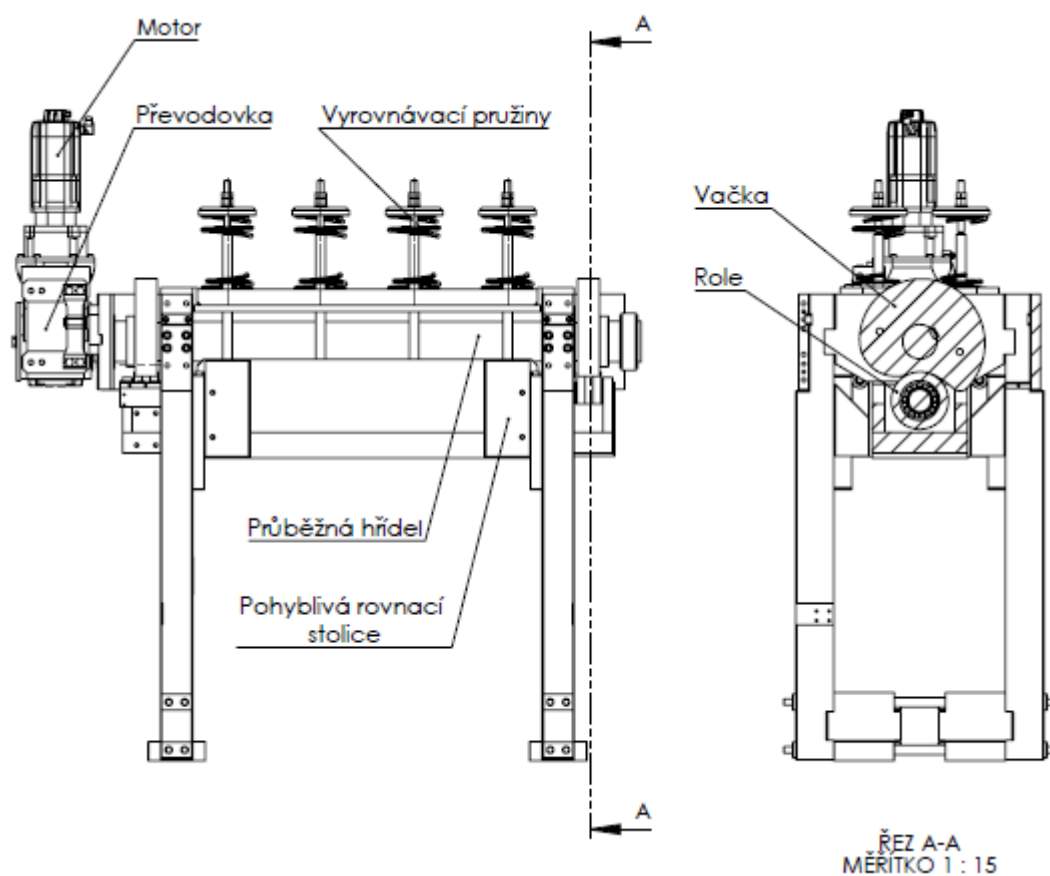


Obr. 4- Rovnačka trubek [8]

3. Rovnací stroj firmy KBH

Rovnací stroj firmy KBH se vyrábí ve dvou základních řadách, které se rozlišují rovnací silou - řada do 10 tun a řada do 30 tun ohybové síly. Firma svými novými návrhy pro rovnání kulatých průřezů obdržela patent č. 0979690 za využití širokého výběru pohonů při rovnání.

Mezi hlavní inovace patří zabudování hnacího pohonu do vrchní části rovnacího stroje, který za pomoci dvou vaček, uložených na průchozí hřídeli, přenáší lineární pohyb rovnací síly. Vyvozená rovnací síla působí přes rovnací trn na rovnaný element. Vyvinutý software umožňuje rovnat s větší přesností než doposud. Díky nové koncepci návrhů lze rovnat malé klikové hřídele, řadící vidličky a hnací hřídele. Při procesu rovnání představuje křehký martenzitický povrch hřídele velké nebezpečí vzniku trhlin a jiných nežádoucích vad, které ohrožují integritu části postupného rovnání. Pro rovnací cykly platí přísná omezení, která udržují plastické deformace částí hřídele rovné nebo mírně elastické.



Obr. 5- Schéma vrchního rovnacího uzlu KBH [2]

3.1. Charakterizace rovnačky

Rovnací stroje pro hřídele:

Automatická rovnací linka k rovnání otočných dílů, jako např. hřídelí, spojovacích tyčí a jiných rotačních dílů.

Druhy pohonů:

Elektromagnetický pohon, servomotory, pneumatický válec, vačky, převodovka

Vlastnosti:

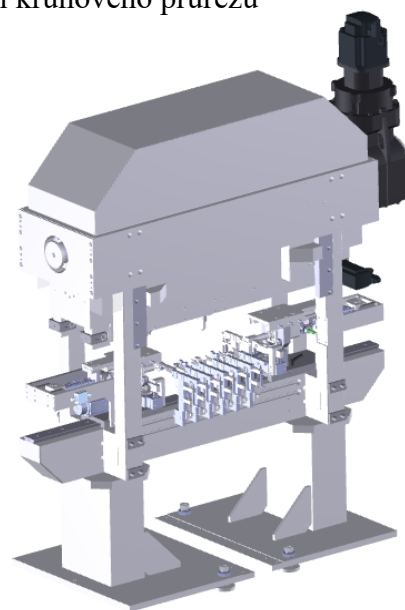
Rovnací linka může být použita pro širokou řadu velikostí kruhového průřezu

Vyznačuje se jednoduchou seřizovatelností pro hřídele

Opatřena kontrolou proti tvorbě trhlin

Výhody:

- Odměřování laserem
- Vysoká přesnost
- Přeprogramovaný samoučící proces rovnání
- Vyhodnocování rovnacího procesu
- Kompletní proměření dílu, určeného k rovnání



Obr. 6- Rovnačka KBH [2]

3.2. Pohon rovnačky

Pro rovnačku byl zvolen motor od firmy SIEMENS 1FK7100 - 5AF71 - 1FH3. Motory řady SIMOTICS S-1FK7 s permanentními magnety synchronního motoru, které jsou k dispozici s vysokým dynamickým a setrvačným momentem. Samostatné chlazení motoru vyznačuje vynikající schopnost proti přetížení a získává odolnost a kompaktnost. Připojení přes otočné konektory a pomoci předmontovaných kabelů zajišťuje flexibilní, rychlé a bezpečné připojení k převodovce. (viz.lit.[11])

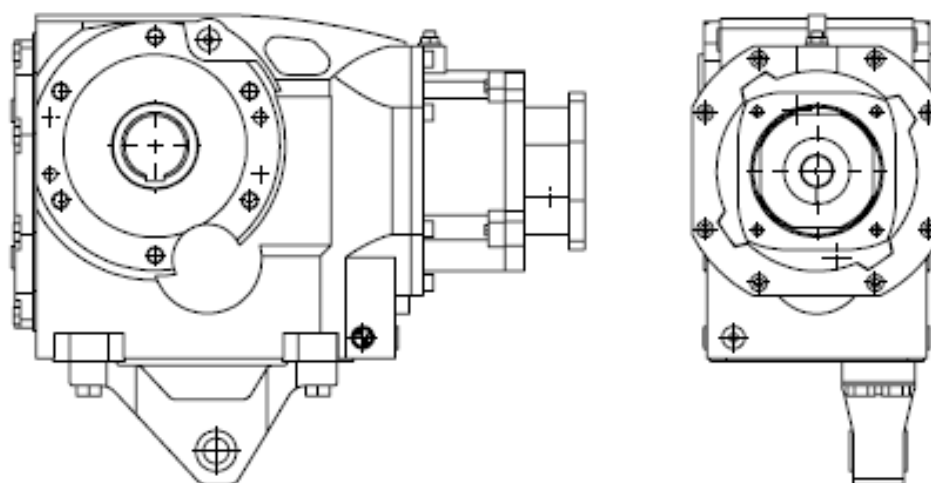
TYP- SIMOTICS S-1FK7		
Synchronní otáčky	$n=3000$	$[\text{min}^{-1}]$
Počet pólů	$p=8$	$[-]$
Hmotnost	$m=21,5$	$[\text{kg}]$
Příkon	$P=3,8$	$[\text{kW}]$
Účinnost	$\eta=0,68$	$[-]$
Krouticí moment	$M_k=53.8$	$[\text{N.m}]$

Tab. 1- Parametry motoru

Pro převod byla zvolena kuželočelní elektropřevodovka SIMOGEAR od firmy SIEMENS, charakterizující se velkými převodovými poměry, výkonem a účinností s 98% na převodový stupeň. Převodovka se používá pro pojezdy, lanové zdvihy (skladová logistika) a pohony míchadel. (viz.lit.[11])

Typ	Počet stupňů	Převodový poměr	Max. výstupní moment
KAD129-KQS-710	$[-]$	$[-]$	$[\text{N.m}]$
	3- stupňová	7,1 – 295,38	4700

Tab. 2- Parametry převodovky

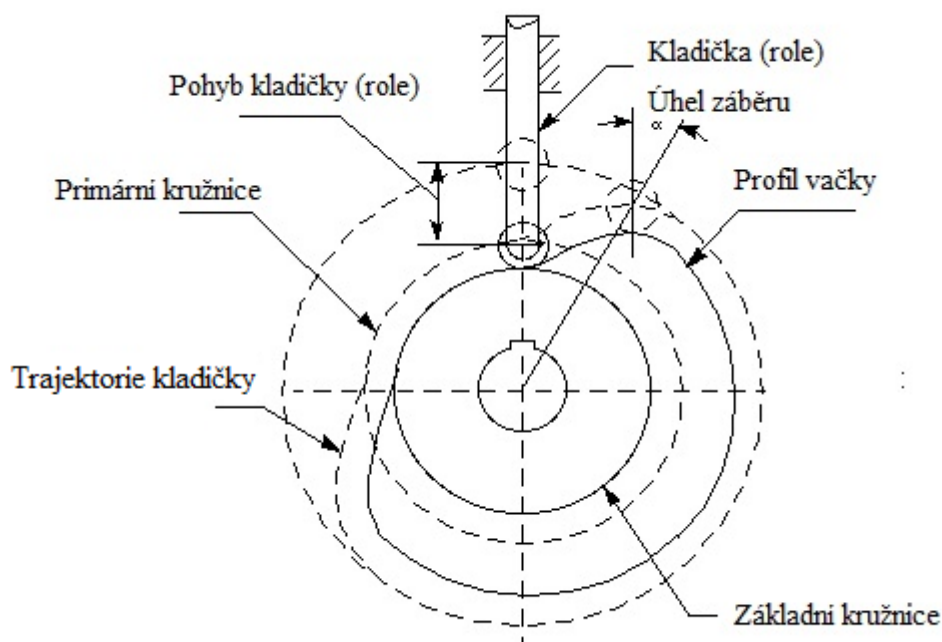


Obr. 7- Převodovka KAD129 [2]

4. Návrh vačky

Vačka slouží k přeměně základního pohybu, jako je například otáčení kolem své osy a provádí se pomocí vačkového mechanismu. Vačkový mechanismus se obvykle skládá ze dvou pohyblivých prvků, vačky a kladičky. Vačka s kladičkou jsou namontovány na pevném rámu. Vačkové zařízení jsou univerzální a téměř je možné získat jakýkoliv libovolný zadaný pohyb.

Vačka může být definována jako strojní element, který má zakřivený obrys s rotačním pohybem. Působící na jiný prvek se svojí vlastní rotací. Vačka má velmi důležitou funkci v provozu mnoha tříd strojů, zejména v rámci automatického typu.



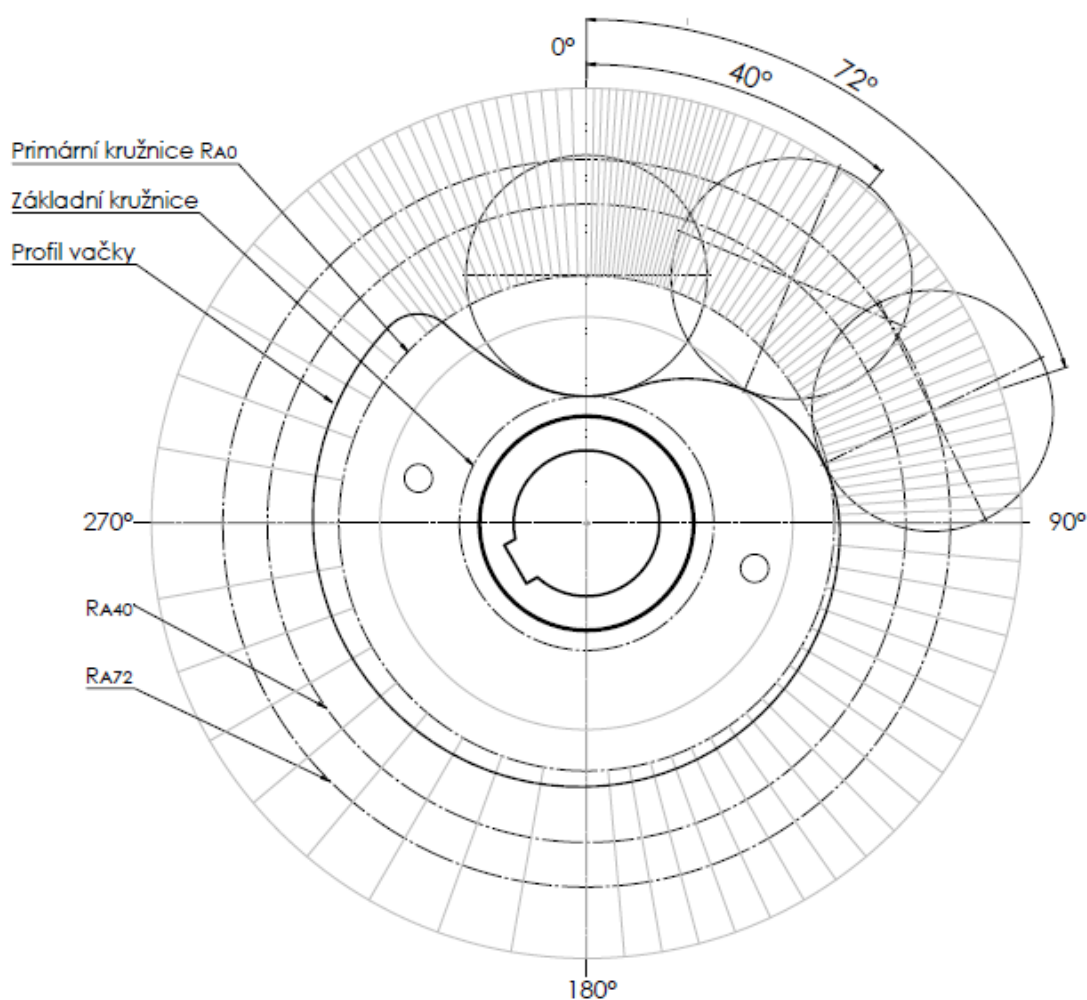
Obr. 8- Schéma vačkového mechanismu [9]

Význam odkazů na schématu:

- Trajektorie kladičky: Trajektorie středu kladičky vzniklá pohybem po profilu.
- Primární kružnice: Nejmenší kružnice od středu vačky protínající střed kladičky v počátečním stavu.
- Úhel záběru: Úhel v libovolném místě mezi kolmicí křivky stoupání a okamžitého směru unášejícího pohybu.
- Základní kružnice: Kružnice charakterizující nulový zdvih.

4.1. Analýza vačky KBH

Pro analýzu vačky KBH je použita graficko-početní metoda. Vačka se otáčí pouze do pracovní polohy a zpět. Profil vačky byl rozdělen na pět úseků, kde každý úsek má rozdílné odstupnění. Na vynesenu přímku o určitém úhlu byla promítnuta kružnice o poloměru rolny a tečně zavazbena k profilu vačky. Každý nárůst zdvihu má vlastní zdvihovou kružnici R_A , od které se odečte primární kružnice. Odečtením získáme velikost zdvihu pro dané natočení vačky. Pro vyhodnocení zdvihu, byl použit Solidworks 2015 a Microsoft Excel 2013 (obr. 9).



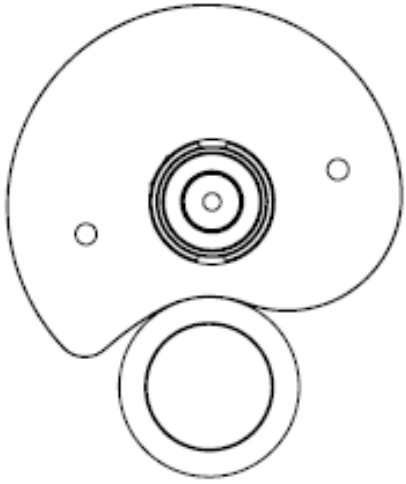

Obr. 9- Profil vačky KBH [2]

Výpočet zdvihu pro natočení vačky o 40 stupňů:

$$S_{40} = R_{A40} - R_{A0} = 238,45 - 185 = \mathbf{53,45 \text{ mm}} \quad (4.1)$$

Výpočet zdvihu pro natočení vačky o 72 stupňů:

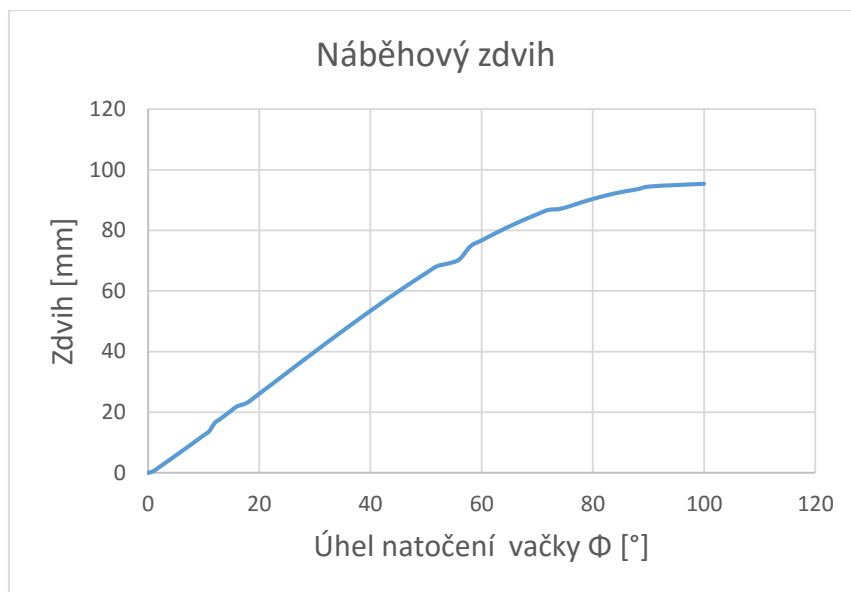
$$S_{72} = R_{A72} - R_{A0} = 271,76 - 185 = \mathbf{86,76 \text{ mm}} \quad (4.2)$$

Úhel natočení	Zdvih	Úhel natočení	Zdvih	Úhel natočení	Zdvih	Úhel natočení	Zdvih
φ [°]	S [mm]	φ [°]	S [mm]	φ [°]	S [mm]	φ [°]	S [mm]
1	0.6	34	45.45	86	92.96	240	107.2
2	1.87	36	48.15	88	93.58	250	108.05
3	3.15	38	50.82	90	94.46	260	108.89
4	4.44	40	53.45	95	94.97	270	109.73
5	5.74	42	56.04	100	95.38	280	110.57
6	7.05	44	58.59	105	95.8	290	111.41
7	8.37	46	61.08	110	96.22	300	112.24
8	9.7	48	63.52	115	96.64	310	113.08
9	11.03	50	65.89	120	97.06	320	111.93
10	12.38	52	68.2	125	97.48	322	110.37
11	13.73	54	69.1	130	97.9	324	108.25
12	16.44	56	70.44	135	98.32	326	105.59
13	17.81	58	74.77	140	98.74	328	102.37
14	19.18	60	76.7	145	99.17	330	98.59
15	20.56	62	78.62	150	99.59	332	94.24
16	21.94	64	80.44	155	100.01	334	89.31
17	22.52	66	82.17	160	100.43	336	83.78
18	23.32	68	83.8	165	100.86	338	77.64
19	24.7	70	85.33	170	101.28	340	70.85
20	26.09	72	86.76	175	101.7	342	63.38
22	28.87	74	87.06	180	102.13	344	55.16
24	31.66	76	88.08	190	102.97	346	46.13
26	34.44	78	89.28	200	103.82	348	36.16
28	37.22	80	90.38	210	104.67	350	26.37
30	39.98	82	91.36	220	105.51	352	18.51
32	42.73	84	92.22	230	106.36	354	12.07
						356	6.75
						358	2.19
						360	0
							

Tab. 3- Analýza zdvihu na úhlu natočení vačky

4.1.1. Vyhodnocení náběhové části zdvihu

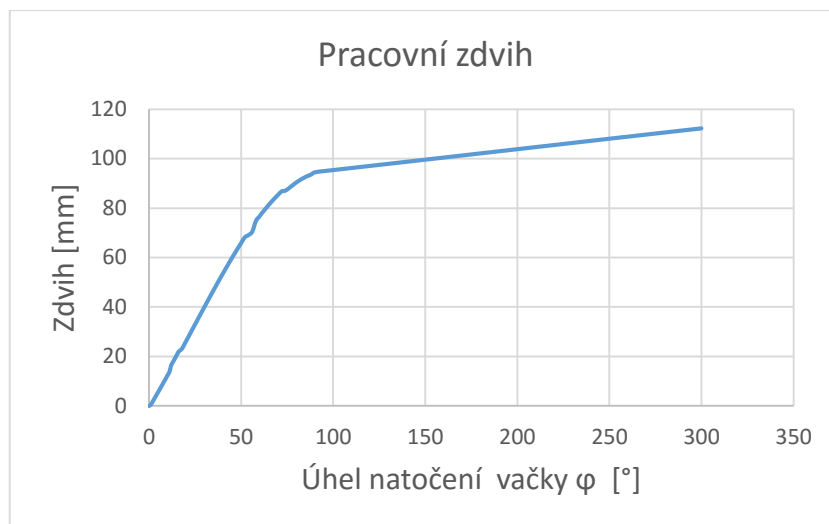
Charakteristika náběhové zdvihu připomíná jednoduchý harmonický průběh zdvihu bez prodlevy, kde zrychlení se řídí podle funkce kosinus. Rolna se pohybuje s proměnlivým průběhem kladného zrychlení. Využívá se pro nízkorychlostní systémy s vyšší přesností. Získaná křivka z modelu vykazuje nerovnoměrný nárůst zdvihu podle křivkového diagramu. Nerovnoměrný nárůst zdvihu má vliv na harmonii chodu vačkového mechanismu.



Graf 1- Charakteristika náběhového zdvihu rolny [1]

4.1.2. Vyhodnocení pracovního zdvihu

Charakteristika zdvihu nevykazuje žádnou prodlevu chodu. Pracovní křivka vykazuje lineární průběh závislý na úhlu natočení vačky. Pracovní zdvih nastává při úhlovém natočení 90° až 100° a trvá až do 300° . Vačka při rovnacím procesu vykonává maximální zdvih o hodnotě 17,27 mm. Nárůst zdvihu na jeden úhel odpovídá v rozmezí 0,072 až 0,083 mm.



Graf 2- Charakteristika celkového zdvihu rolny [1]

4.1.3. Průběh kroutícího momentu na převodovku

Průběh vykazuje nelineární nárůst kroutícího momentu vzhledem k natočení vačky. Kroutící moment nepřesahuje dovolenou hodnotu zvoleného pohonu. Nejvyšší kroutící moment nastává při natočení vačky o 300° se zdvihem 17,27 mm. Výpočet je demonstrován při úhlovém natočení vačky 100°.

Vycházíme z obecné rovnice pro kroutící moment:

$$M_{kp} \cdot \varphi = F_V \cdot S \quad (4.3)$$

Kroutící moment působící na převodovku:

$$M_{kp} = \frac{\frac{F_{60} \cdot S_{100}}{1000}}{\varphi_{100}} = \frac{\frac{608220 \cdot 0,41}{1000}}{1,745329} = \mathbf{142,8786 \text{ N.m}}$$

Převod na radiány:

$$\varphi_{100} = \frac{\varphi_{100} \cdot \pi}{180} = \frac{100 \cdot \pi}{180} = \mathbf{1,745329 \text{ rad}} \quad (4.4)$$

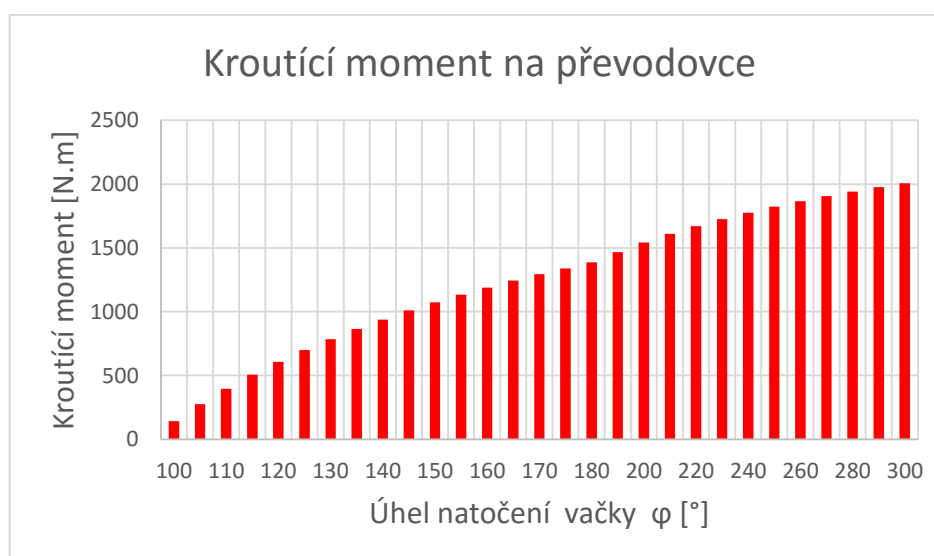
Síla potřebná k rovnání 60 tun:

$$F_{60} = m_{60} \cdot g = 62000 \cdot 9,81 = \mathbf{608220 \text{ N}} \quad (4.5)$$

Pro výpočet síly byla zvolena rovnací hmotnost o 2 tuny více, aby nedošlo k poddimenzování rovnací soustavy.

Úhel natočení	Zdvih	Krouticí moment	Úhel natočení	Zdvih	Krouticí moment
ϕ [°]	S [mm]	Mkp [N.m]	φ [°]	S [mm]	Mkp [N.m]
100	0.41	142.8786	175	6.73	1340.1714
105	0.83	275.468613	180	7.16	1386.1935
110	1.25	396.004989	190	8	1467.3027
115	1.67	506.05994	200	8.85	1542.0434
120	2.09	606.943646	210	9.7	1609.666
125	2.51	699.756655	220	10.54	1669.557
130	2.93	785.430202	230	11.39	1725.7553
135	3.35	864.757561	240	12.23	1775.8184
140	3.77	938.418679	250	13.08	1823.2703
145	4.2	1009.40306	260	13.92	1865.7318
150	4.62	1073.33192	270	14.76	1905.048
155	5.04	1133.13634	280	15.6	1941.5559
160	5.46	1189.20298	290	16.44	1975.546
165	5.89	1243.98367	300	17.27	2006.1085
170	6.31	1293.49206			

Tab. 4- Stanovení kroutícího momentu na převodovce pro vačku KBH

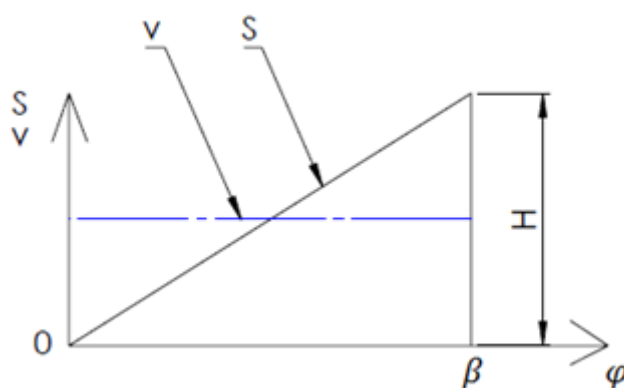


Graf 3- Charakteristika kroutícího momentu vačky KBH [1]

4.2. Výpočet vačky pro optimalizaci

Pro výpočet pracovního profilu vačky byla použita kombinace konstantní rychlosti zdvihu rolny a teorie Archimedovy spirály. Náběhová část vačky je vypočtena podle harmonického průběhu zdvihu. Profil vačky je vyjádřená parametricky a body přeneseny k vymodelování do SOLIDWORKS 2015. Výpočet pracovního profilu je demonstrován při natočení vačky 100° a náběhová část při 10°. V příloze jsou vypočteny hodnoty pro každý úhel zvlášť pro přesnější vyjádření profilu.

4.2.1. Vyjádření algoritmu pro pracovní profil vačky



Obr. 10- Zdvihová závislost s konstantní rychlostí [2]

Obecné vyjádření závislosti zdvihu pro konstantní rychlost:

$$S = H \cdot \frac{\varphi}{\beta} \quad (\text{viz.lit.}[9]) \quad (4.6)$$

$$S_{100} = 35 \cdot \frac{100}{350} = \mathbf{10 \text{ mm}}$$

Role má různé pozice pro každý úhel natočení, kde vygenerovaná křivka je rovnicí pro všechny úhly vačky φ :

$$f(x, y, \varphi) = (x - x_p)^2 + (y - y_p)^2 - r_r^2 \quad (\text{viz.lit.}[9]) \quad (4.7)$$

Kde r_r je poloměr válce. A body x_p , y_p jsou souřadnice bodů na křivce stoupání (střed válce), která je závislá na úhlu natočení vačky φ . Výpočet je znázorněný při natočení vačky 100°.

Body x_p, y_p jsou dány vztahem:

(viz.lit.[9])

$$x_p = (k + S_{100}) \cdot \sin \varphi_{100} = (269 + 10) \cdot \sin(100) = \mathbf{274,7614 mm} \quad (4.8)$$

$$y_p = (k + S_{100}) \cdot \cos \varphi_{100} = (269 + 10) \cdot \cos(100) = \mathbf{-48,4478 mm} \quad (4.9)$$

$$k = r_b + r_r = 179 + 90 = \mathbf{269 mm} \quad (4.10)$$

Parciální derivace s ohledem na úhel natočení φ :

(viz.lit.[9])

$$\frac{\partial x_p}{\partial \varphi} = (k + S_{100}) \cdot \cos \varphi_{100} = (269 + 10) \cdot \cos(100) = \mathbf{-48,4478 mm} \quad (4.11)$$

$$\frac{\partial y_p}{\partial \varphi} = -(k + S_{100}) \cdot \sin \varphi_{100} = -(269 + 10) \cdot \sin(100) = \mathbf{-274,7614 mm} \quad (4.12)$$

Parametrické vyjádření profilu vačky:

(viz.lit.[9])

$$x = x_p \pm \frac{r_r}{\sqrt{1 + \left(\frac{\frac{\partial x_p}{\partial \varphi}}{\frac{\partial y_p}{\partial \varphi}} \right)^2}} = 274,7614 \pm \frac{90}{\sqrt{1 + \left(\frac{-48,4478}{-274,7614} \right)^2}} \quad (4.13)$$

$$x = \mathbf{186,1287 mm}$$

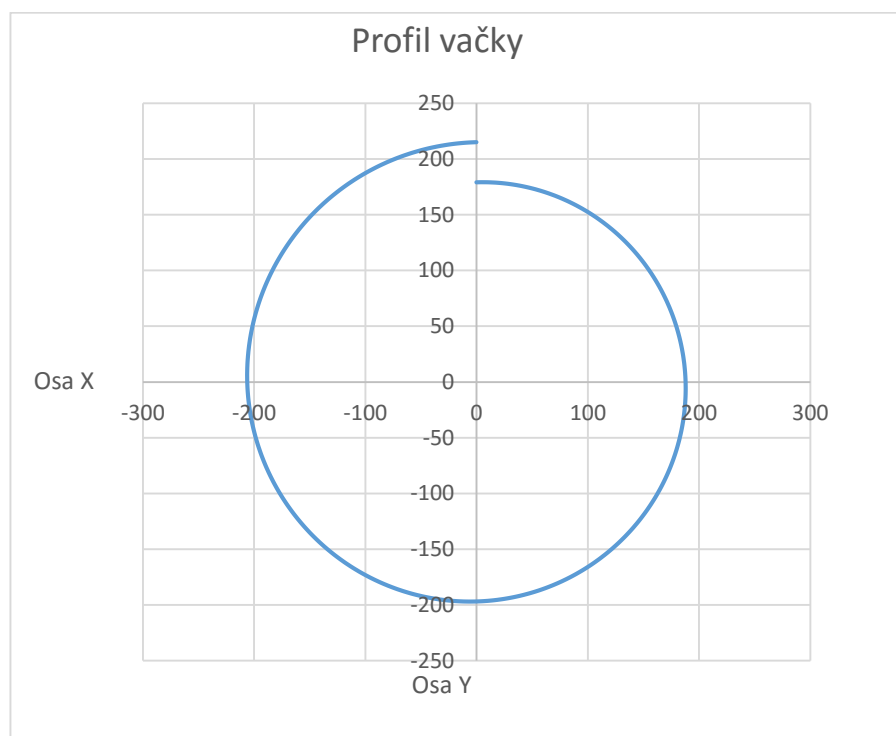
$$y = y_p - (x - x_p) \cdot \left(\frac{\frac{\partial x_p}{\partial \varphi}}{\frac{\partial y_p}{\partial \varphi}} \right) = -48,4478 - (186,1287 - 274,7614) \cdot \left(\frac{-48,4478}{-274,7614} \right)$$

$$y = \mathbf{-32.8195 mm} \quad (4.14)$$

Úhel natočení	Zdvih pracovní	Bod x	Bod y	Bod x_p	Bod y_p	$\frac{\partial x_p}{\partial \varphi}$	$\frac{\partial y_p}{\partial \varphi}$
φ [°]	S [mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
100	10	186.1287	-32.8195	274.7614	-48.4478	-48.4478	-274.761
110	11	178.5416	-64.9838	263.1139	-95.7656	-95.7656	-263.114
120	12	165.4109	-95.5	243.3531	-140.5	-140.5	-243.353
130	13	147.0805	-123.415	216.0245	-181.266	-181.266	-216.025
140	14	124.058	-147.847	181.9089	-216.791	-216.791	-181.909

150	15	97	-168.009	142	-245.951	-245.951	-142
160	16	66.69393	-183.24	97.47574	-267.812	-267.812	-97.4757
170	17	34.03504	-193.022	49.66338	-281.655	-281.655	-49.6634
180	18	2.41E-14	-197	3.52E-14	-287	-287	-3.5E-14
190	19	-34.3823	-194.992	-50.0107	-283.625	-283.625	50.01068
200	20	-68.062	-186.999	-98.8438	-271.571	-271.571	98.84382
210	21	-100	-173.205	-145	-251.147	-251.147	145
220	22	-126.43	-153.975	-187.051	-222.919	-222.919	187.0512
230	23	-154.741	-129.843	-223.685	-187.694	-187.694	223.685
240	24	-175.803	-101.5	-253.745	-146.5	-146.5	253.7454
250	25	-191.697	-69.7721	-276.27	-100.554	-100.554	276.2696
260	26	-201.886	-35.5979	-290.518	-51.2262	-51.2262	290.5183
270	27	-206	-3.8E-14	-296	-5.4E-14	-5.4E-14	296
280	28	-203.855	35.94517	-292.488	51.57351	51.57351	292.4879
290	29	-195.456	71.14019	-280.028	101.922	101.922	280.0284
300	30	-180.999	104.5	-258.942	149.5	149.5	258.9416

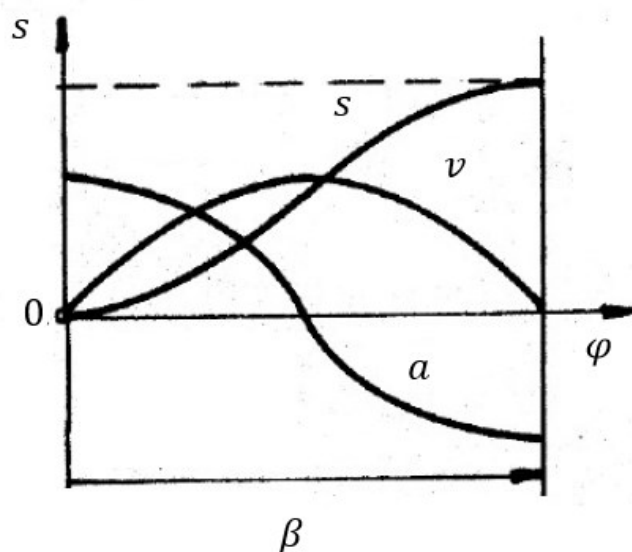
Tab. 5- Pracovní profil vačky parametricky



Graf 4- Pracovní profil vačky [1]

4.2.2. Vyjádření algoritmu pro náběhový profil vačky

Pro výpočet náběhového profilu byl zvolen harmonický průběh zdvihu podle kosinu. Vznikají skokové změny ve zrychlení, a proto se průběh používá pro střední rychlosti zdvihu. Harmonickým průběhem získáme plynulejší náběh rolny na pracovní část vačky. Výpočet je demonstrován při natočení vačky 10° . V příloze jsou vypočteny hodnoty pro každý úhel zvlášť pro přesnější vyjádření profilu.



Obr. 11- Harmonický průběh zdvihu [4]

Obecné vyjádření závislosti zdvihu harmonického průběhu:

$$S = \frac{H}{2} \cdot \left(1 - \cos \cdot \left(\frac{\pi \cdot \varphi}{\beta} \right) \right) \quad (\text{viz. lit. [9]}) \quad (4.15)$$

$$S_{10} = \frac{93,5}{2} \cdot \left(1 - \cos \cdot \left(\frac{\pi \cdot 10}{95} \right) \right) = \mathbf{2,53304 \text{ mm}}$$

Pozn. zdvih je počítán pro převod v radiánech.

Body x_p , y_p jsou dány vztahem:

$$x_p = (k + S_{10}) \cdot \sin \varphi_{10} = (185 + 2,53304) \cdot \sin(10) = \mathbf{32,5647 \text{ mm}}$$

$$y_p = (k + S_{10}) \cdot \cos \varphi_{10} = (185 + 2,53304) \cdot \cos(10) = \mathbf{184,6839 \text{ mm}}$$

$$k = r_b + r_r = 95 + 90 = \mathbf{185\ mm}$$

Poloměr r_b je zvolen podle primární kružnice vačky KBH.

Parciální derivace s ohledem na úhel natočení φ :

$$\frac{\partial x_p}{\partial \varphi} = (k + S_{10}) \cdot \cos \varphi_{10} = (185 + 2,53304) \cdot \cos(10) = \mathbf{184,6839\ mm}$$

$$\frac{\partial y_p}{\partial \varphi} = -(k + S_{10}) \cdot \sin \varphi_{10} = -(185 + 2,53304) \cdot \sin(10) = \mathbf{-32,5647\ mm}$$

Parametrické vyjádření profilu vačky:

$$x = x_p \pm \frac{r_r}{\sqrt{1 + \left(\frac{\frac{\partial x_p}{\partial \varphi}}{\frac{\partial y_p}{\partial \varphi}}\right)^2}} = 32,5674 \pm \frac{90}{\sqrt{1 + \left(\frac{-48,4478}{-274,7614}\right)^2}}$$

$$x = \mathbf{16,9364\ mm}$$

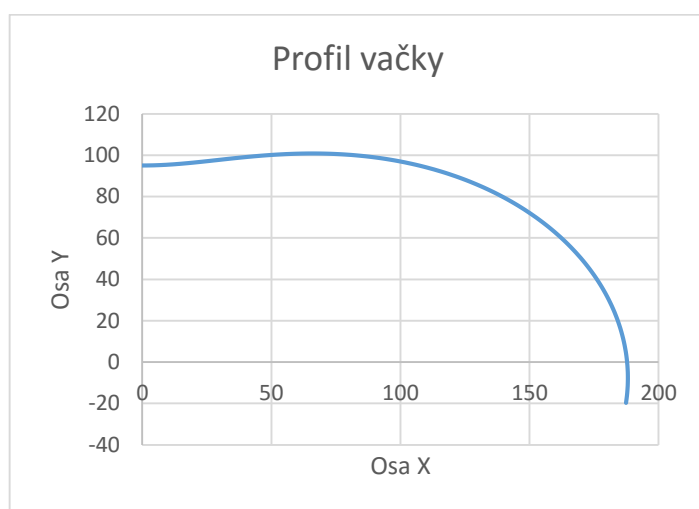
$$y = y_p - (x - x_p) \cdot \left(\frac{\frac{\partial x_p}{\partial \varphi}}{\frac{\partial y_p}{\partial \varphi}}\right) = 184,6839 - (16,9364 - 32,5674) \cdot \left(\frac{184,6839}{-32,5647}\right)$$

$$y = \mathbf{96,0513\ mm}$$

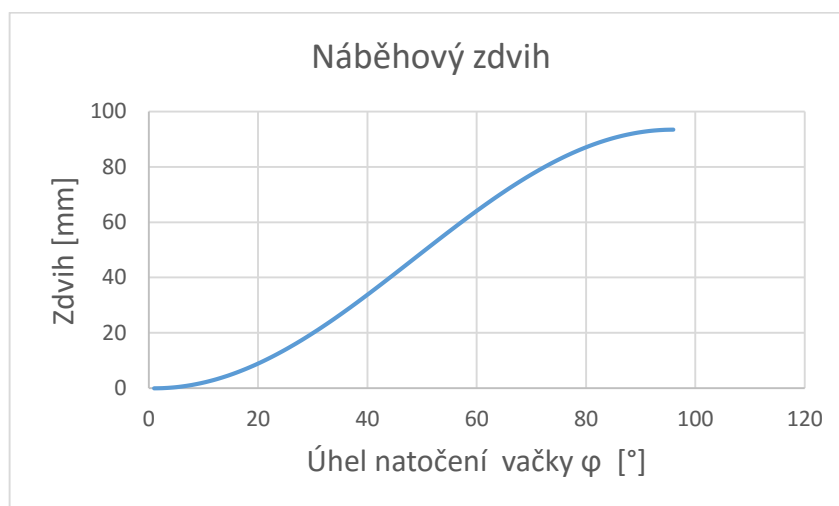
Úhel natočení	Zdvih pracovní	Bod x	Bod y	Bod x_p	Bod y_p	$\frac{\partial x_p}{\partial \varphi}$	$\frac{\partial y_p}{\partial \varphi}$
φ [°]	S [mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
0	0	0	95	0	185	185	0
5	0.637609	8.335367	95.27368	16.17938	184.9312	184.9312	-16.1794
10	2.533044	16.93644	96.0513	32.56477	184.684	184.684	-32.5648
15	5.634602	26.04615	97.20556	49.33987	184.1389	184.1389	-49.3399
20	9.857681	35.86344	98.53399	66.64525	183.1063	183.1063	-66.6453
25	15.08709	46.52481	99.77278	84.56046	181.3405	181.3405	-84.5605
30	21.18017	58.09009	100.615	103.0901	178.5573	178.5573	-103.09
35	27.97074	70.53312	100.7317	122.155	174.4554	174.4554	-122.155
40	35.27355	83.73823	99.79533	141.5891	168.7393	168.7393	-141.589
45	42.88942	97.50254	97.50254	161.1422	161.1422	161.1422	-161.142
50	50.61058	111.5442	93.59668	180.4882	151.4476	151.4476	-180.488

55	58.22645	125.5158	87.88708	199.2394	139.509	139.509	-199.239
60	65.52926	139.0224	80.26463	216.9647	125.2646	125.2646	-216.965
65	72.31983	151.6433	70.71241	233.211	108.7481	108.7481	-233.211
70	78.41291	162.9548	59.31071	247.5272	90.09252	90.09252	-247.527
75	83.64232	172.5552	46.23603	259.4886	69.52975	69.52975	-259.489
80	87.8654	180.0873	31.75424	268.72	47.38258	47.38258	-268.72
85	91.44467	185.9905	13.00572	275.7713	19.28381	19.28381	-275.771
90	92.86239	187.8624	1.15E-14	277.8624	1.7E-14	1.7E-14	-277.862
95	93.5	187.7827	-16.4289	277.4402	-24.2729	-24.2729	-277.44

Tab. 6- Náběhový profil parametricky



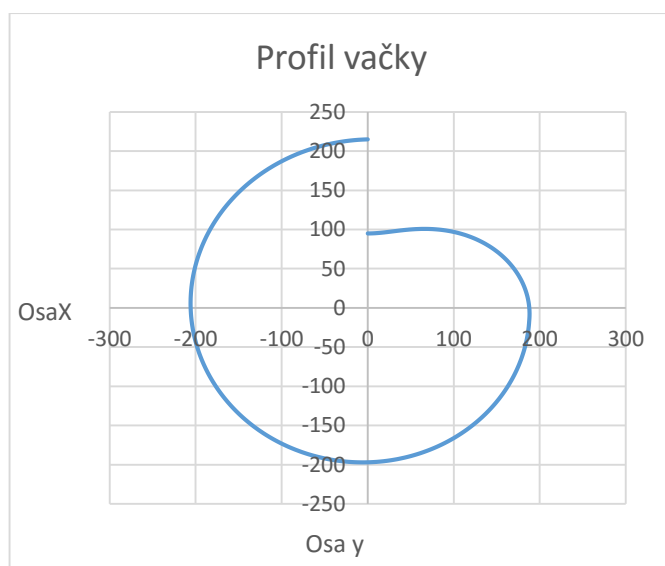
Graf 5- Náběhový profil vačky [1]



Graf 6- Charakteristika náběhového zdvihu rolny [1]

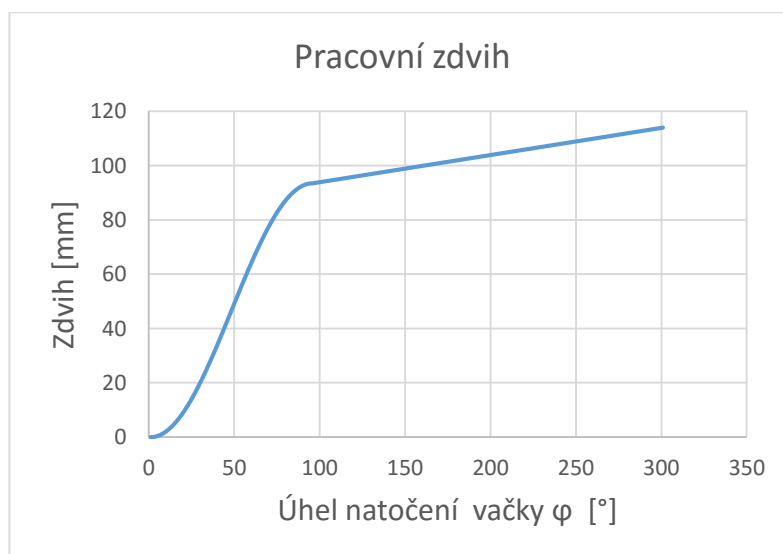
4.2.3. Propojení náběhové části s pracovním profilem

Náběhová část profilu byla parametricky vyjádřena pro úhel natočení vačky 95° s maximálním zdvihem rolny 93,5 mm. Pracovní a náběhový profil má stejný základ algoritmu pro výpočet profilu, a proto lze sloučit parametrická data do jednoho celku s plynulým náběhem.



Graf 7- Profil vačky s náběhem [1]

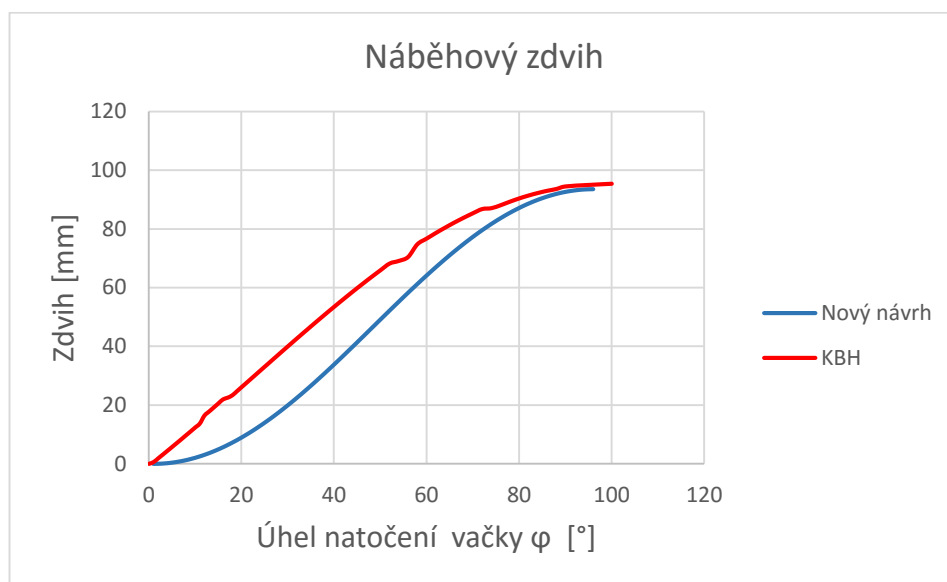
Charakteristika zdvihu rolny má počátek rovnacího zdvihu při úhlovém natočení vačky 100° se zdvihem $s = 94$ mm. Konečná mez zdvihu je při natočení vačky na 300° s celkovým zdvihem $s = 114$ mm. Nový návrh vačky má rovnací zdvih 20 mm, kde nárůst zdvihu o 1° je 0,1 mm.



Graf 8- Charakteristika celkového zdvihu rolny [1]

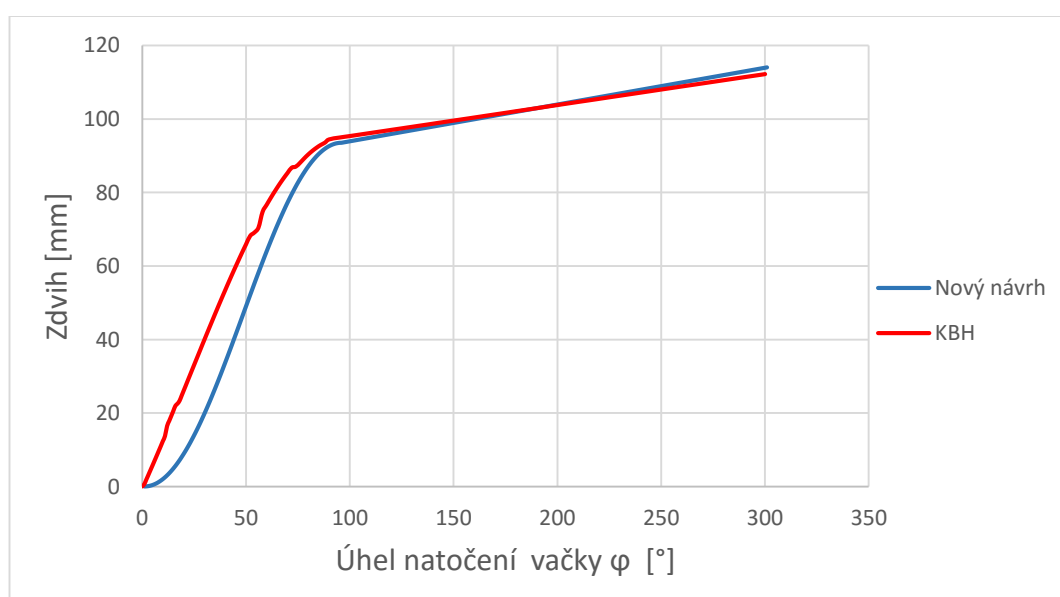
4.2.4. Porovnání zdvihu a náběhové části

Nový návrh vačky má plynulejší náběh zdvihu bez nerovností oproti návrhu KBH. Průběh náběhu je harmonický a plynulý se zdvihem rolny.



Graf 9- Charakteristika náběhového zdvihu rolny [1]

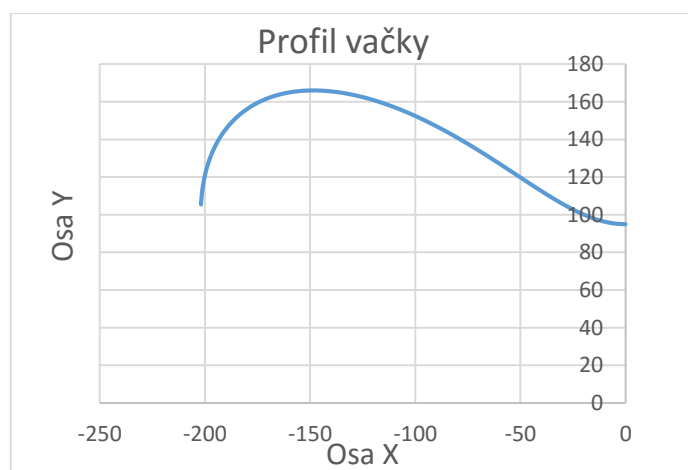
Celková charakteristika zdvihu rolny je vyvážena s návrhem KBH. Lišící se převážně náběhovou částí zdvihu.



Graf 10- Charakteristika celkového zdvihu rolny [1]

4.2.5. Nevyužitý profil vačky

Nevyužitý profil vačky při rovnacím procesu nastává při úhlovém natočení vačky 300° a končí při počátku nepracovního profilu tzv. v nulovém zdvihu rolny. Parametrické vyjádření profilu je vloženo do přílohy. Výpočet algoritmu je obdobný jak u náběhového profilu vačky.



Graf 11- Nevyužitý profil vačky

4.2.6. Rychlost zdvihu rolny při rovnání

Vycházíme z přímočarého pohybu, kde rovnice popisuje lineární pohyb v závislosti na čase:

$$s = a_1 \cdot t + s_0 \quad (4.16)$$

Předpokládá se s konstantní úhlovou rychlostí pro vstupní otáčky v pracovním profilu vačky, jelikož $t = \varphi/\omega$:

$$s = a_1 \cdot \frac{\varphi}{\omega} + s_0 \quad (\text{viz. lit. [9]}) \quad (4.17)$$

Pokud zdvih je roven nule spolu s úhlovým natočením vačky, tak nárůst zdvihu rolny začíná při $t = 0$. S tímto předpokladem okrajových podmínek působící na lineární rovnice je zrychlení:

$$a_0 = 0$$

$$a_1 = H \cdot \omega / \beta \quad (4.18)$$

Obecný pohyb křivky musí být kontinuální s ohledem na první a druhou derivaci:

$$v = \frac{dS}{dt} = H \cdot \frac{\omega}{\beta} \quad (4.19)$$

Rychlost rolny při natočení 100° , kde $H = S_{100}$:

$$v = S_{100} \cdot \frac{\omega}{\varphi_{100}} = 0,01 \cdot \frac{8,796458}{1,745329} = \mathbf{0,0504 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}} \quad (4.20)$$

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 84}{60} = \mathbf{8,796458 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}} \quad (4.21)$$

$$\varphi_{100} = \frac{\varphi_{100} \cdot \pi}{180} = \frac{100 \cdot \pi}{180} = \mathbf{1,745329 \text{ rad}} \quad (4.22)$$

Úhel natočení	Zdvih	Rychlost zdvihu
$\varphi [^\circ]$	$S [\text{m}]$	$v [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
100	0.01	0.0504
300	0.03	0.0504

Tab. 7- Rychlost zdvihu rolny podle úhlu natočení

4.2.7. Rychlost rolny v nepracovním zdvihu

Rychlost konstantního zdvihu nelze dodržet podle zadání. Důvodem je harmonický průběh zdvihu, který byl použit pro sestavení algoritmu na nepracovní část vačky. Pouze harmonickým průběhem bylo možné získat parametrické vyjádření nepracovního profilu. Předpokládanou rychlost zdvihu podle zadání dosáhneme snížením o polovinu otáček.

4.2.8. Kroutící moment na převodovce při rovnání

Vycházíme z obecné rovnice pro kroutící moment:

$$M_{kp} \cdot \varphi = F_V \cdot S$$

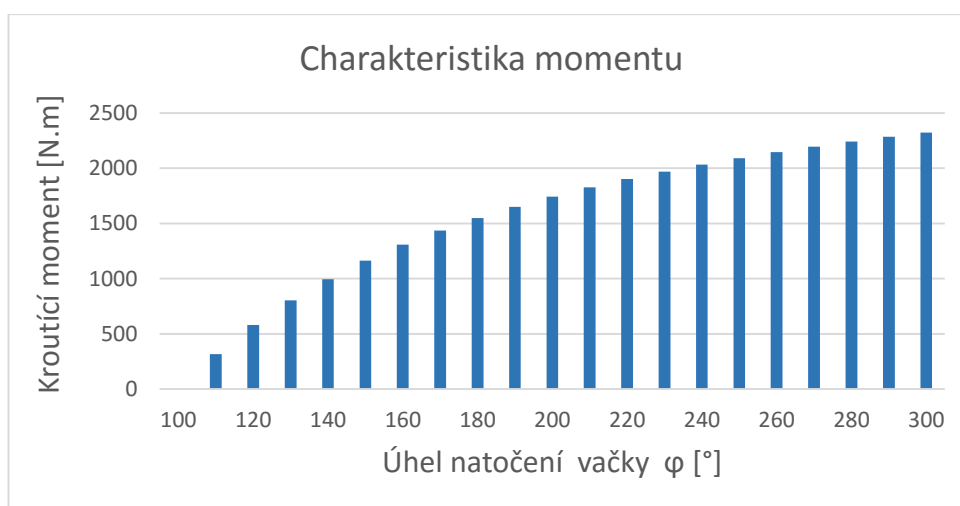
$$M_{kp} = \frac{F_V \cdot S_{110}}{\varphi_{110}} = \frac{608220 \cdot 1}{1,919862} = \mathbf{316,804 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

Převod na radiány:

$$\varphi_{110} = \frac{\varphi_{110} \cdot \pi}{180} = \frac{110 \cdot \pi}{180} = \mathbf{1,919862 \text{ rad}}$$

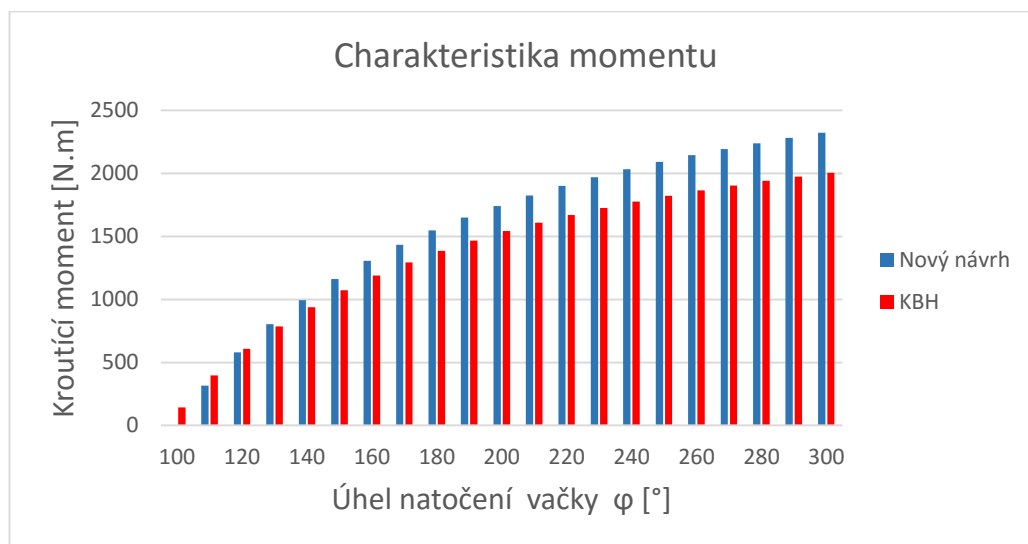
Úhel natočení	Zdvih pracovní	Krouticí moment	Úhel natočení	Zdvih pracovní	Krouticí moment
φ [°]	S [mm]	Mkp [N.m]	φ [°]	S [mm]	Mkp [N.m]
100	0	0	210	11	1825.39442
110	1	316.803991	220	12	1900.82395
120	2	580.807317	230	13	1969.69438
130	3	804.194747	240	14	2032.82561
140	4	995.669686	250	15	2090.90634
150	5	1161.61463	260	16	2144.51932
160	6	1306.81646	270	17	2194.16098
170	7	1434.93572	280	18	2240.25679
180	8	1548.81951	290	19	2283.17359
190	9	1650.71553	300	20	2323.22927
200	10	1742.42195			

Tab. 8- Stanovení kroutícího momentu na převodovce



Graf 12- Charakteristika kroutícího momentu [1]

S porovnáním vačky od firmy KBH narostl kroutící moment působící na převodovku. Příčina zvýšeného momentu je rovnoměrnější zdvih závislý na natočení vačky a celkového zdvihu při natočení vačky na 300° , kde zdvih je roven 20 mm a u firmy KBH 17,27 mm. Oba návrhy splňují podmínky pro zvolený motor i převodovku. Momentální návrh motoru a převodovky je zvolen optimálně.



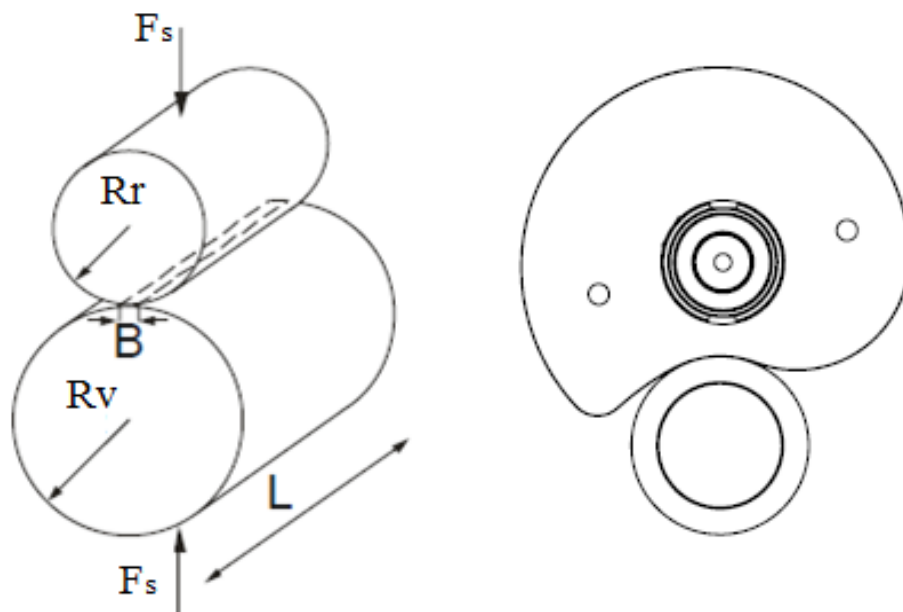
Graf 13- Porovnání krouťícího momentu [1]

5. Stanovení Hertzova tlaku mezi vačkou a rolnou

Když dvě tělesa se zakřivenými plochami se stlačí, například vačka a role není kontakt lineární, ale dochází podél povrchu. Vzhledem k vlastním materiálovým podmínkám se vyvinuté namáhání u obou těles stává trojrozměrné. Pro tyto kontaktní napětí se projevuje životnost poškození v podobě trhlin, jam, nebo odlupující se povrchové úpravy materiálu. Heinrich Rudolf Hertz (1857-1894) (*viz.lit.[6]*) navrhuje vzorce pro vyhodnocení šířky pásma kontaktu a maximálního tlaku, pro případ kontaktu mezi dvěma válci, jak je znázorněno (obr.12).

V našem případě jsou obě tělesa ve styku role a vačka. Role se považuje za válec ale vačka nikoliv. Nicméně lze aproximovat vačku v místě dotyku jako u válce. V důsledku toho je možné počítat Hertzův tlak.

Kontakt mezi dvěma válci uloženými s paralelními osami se nazývá liniový kontakt. Redukovaný poloměr je převzatý z výpočtu kontaktu dvou koulí. Vzorce jsou přejaty z díla *Contact mechanics*. (*viz.lit.[5]*)



Obr. 12- Schéma válců a vačky [2]

Tabulka vstupních hodnot:

Působící síla	Poloměr rolny	Poloměr vačky	Tloušťka vačky
F_s [N]	R_r [m]	R_v [m]	L [m]
304110	0.09	0.19038	0.07

Tab. 9- Vstupní parametry

5.1. Materiál vačky a role

Materiál váčky:

Nejpoužívanější univerzální nástrojová ocel 1.2842 (90MnCrV8, 19312) se vyznačuje rozměrovou stálostí při tepelném zpracování a dobrou prokalitelností v oleji. Dobrá kombinace povrchové tvrdosti a houževnatosti po kalení a popouštění. (viz.lit.[8])

Označení oceli		Maximální hmotnostní podíl v % max.				
Značka	Označení	C	Si	Mn	V	Cr
90MnCrV8	1.2842	0,10-0,40	1,90-2,10	1,90-2,10	0,10	0,20-0,50

Tab. 10- Chemické složení

Označení oceli		Mez kluzu	Pevnost v tahu	Mez tlaku	Poissonovo č.
Značka	Označení	R_e [Mpa]	R_m [Mpa]	R_{et} [Mpa]	μ [-]
90MnCrV8	1.2842	350-550	650-880	2200-3300	0,3

Tab. 11- Mechanické vlastnosti

Materiál rolny KBH:

Ušlechtilá konstrukční ocel 1.7131 (16MnCr5, 14220) legovaná Mn a Cr je určena především k cementování, nitridování. Ocel je dobře tvářitelná za tepla. Vykazuje dobrou obrobitelnost a svařitelnost. (viz.lit.[8])

Označení oceli		Maximální hmotnostní podíl v % max.				
Značka	Označení	C	Si	Mn	P_{MAX}	Cr
16MnCr5	1.7131	0,14-0,19	0,40	1,00-1,30	0,035	0,80-1,10

Tab. 12- Chemické složení

Označení oceli		Mez kluzu	Pevnost v tahu	Poissonovo č.
Značka	Označení	Re [Mpa]	Rm [Mpa]	μ [-]
16MnCr5	1.7131	550	780-850	0,27

Tab. 13- Mechanické vlastnosti

5.2. Výpočet Hertzova tlaku

Šířka kontaktu mezi vačkou a rolnou při natočení 100°:

$$B_{100} = \sqrt{\frac{16 \cdot F_s \cdot (K_1 + K_2) \cdot R_r \cdot R_v}{L \cdot (R_r + R_v)}} \quad (\text{viz.lit.}[6]) \quad (5.1)$$

$$B_{100} = \sqrt{\frac{16 \cdot 304110 \cdot (1,38 \times 10^{-6} + 1,43 \times 10^{-6}) \cdot 0,09 \cdot 0,19038}{0,07 \cdot (0,09 + 0,19038)}} = \mathbf{0,00835 \text{ m}}$$

Koeficient charakterizující materiál:

$$K_1 = \frac{1 - \mu_2^2}{\pi \cdot E_2} = \frac{1 - 0,27^2}{\pi \cdot 2,06 \times 10^5} = \mathbf{1,43 \times 10^{-6}} \quad (\text{viz.lit.}[6]) \quad (5.2)$$

$$K_2 = \frac{1 - \mu_1^2}{\pi \cdot E_1} = \frac{1 - 0,3^2}{\pi \cdot 2,1 \times 10^5} = \mathbf{1,38 \times 10^{-6}}$$

Hertzův tlak:

$$p_h = \frac{4 \cdot F_v}{L \cdot \pi \cdot B} = \frac{4 \cdot 304110}{0,07 \cdot \pi \cdot 0,00835} = 662016746,5 \text{ Pa} \quad (\text{viz.lit.}[6]) \quad (5.3)$$

$$p_h = \mathbf{662,017 \text{ MPa}}$$

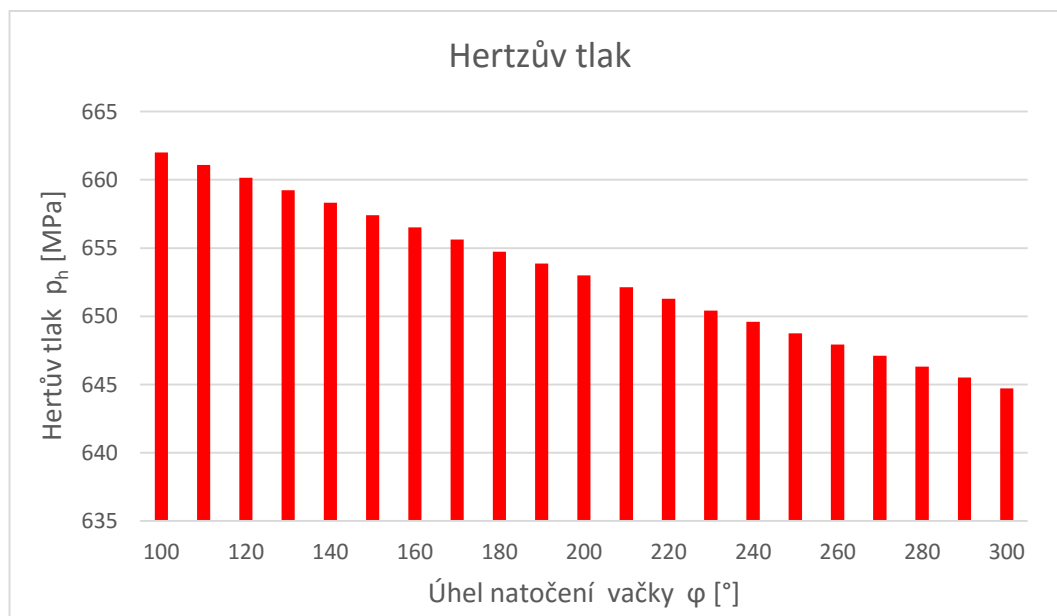
Redukovaný poloměr:

$$R_{red} = \frac{R_r \cdot R_v}{R_r + R_v} = \frac{0,09 \cdot 0,19038}{0,09 + 0,19038} = \mathbf{0,061111 \text{ mm}} \quad (\text{viz.lit.}[5]) \quad (5.4)$$

Tabulka hodnot při natočení vačky KBH:

Úhel natočení φ	Poloměr dotyku R_v	Šířka kontaktu B	Hertzův tlak p_h	Úhel natočení φ	Poloměr dotyku R_v	Šířka kontaktu B	Hertzův tlak p_h
φ [°]	R_v [m]	B [m]	p_h [Mpa]	φ [°]	R_v [m]	B [m]	p_h [Mpa]
100	0.19038	0.008356	662.017	210	0.19967	0.00848	652.130
110	0.19122	0.008367	661.083	220	0.20051	0.00849	651.281
120	0.19206	0.008379	660.158	230	0.20136	0.00850	650.429
130	0.19290	0.008391	659.241	240	0.2022	0.00852	649.594
140	0.19374	0.008402	658.331	250	0.20305	0.00853	648.757
150	0.19459	0.008414	657.419	260	0.20389	0.00854	647.936
160	0.19543	0.008425	656.526	270	0.20473	0.00855	647.122
170	0.19628	0.008437	655.629	280	0.20557	0.00856	646.314
180	0.19713	0.008448	654.740	290	0.20641	0.00857	645.514
190	0.19797	0.008460	653.870	300	0.20724	0.00858	644.729
200	0.19459	0.008414	652.996				

Tab. 14- Hertzův tlak závislý na úhlu natočení vačky KBH



Graf 14- Charakteristika Hertzova tlaku vačky KBH [1]

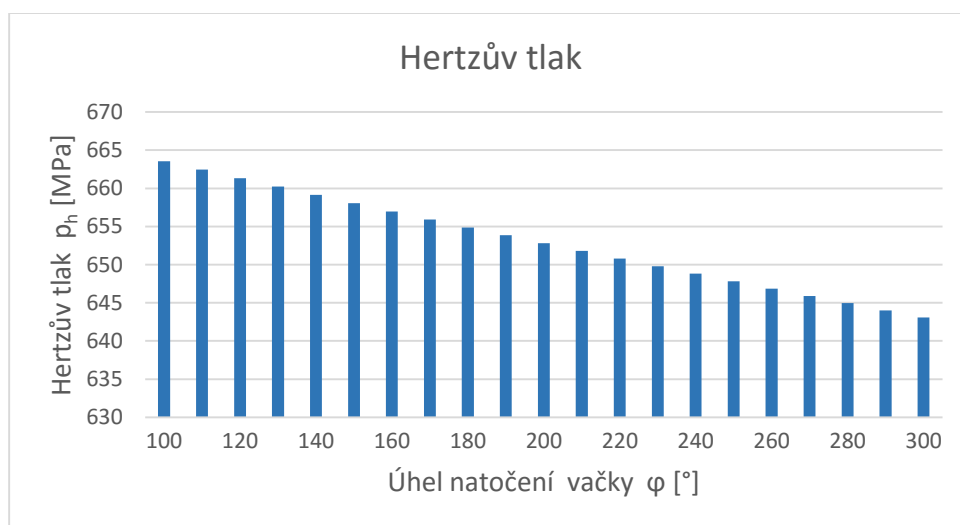
Pro daný profil vačky se dosáhne maximální hodnota Hertzova tlaku v minimálním poloměru zakřivení vačky. Je zřejmé, že Hertzův tlak je maximální, když šířka B je

minimální a velikost přenášené síly vačkou je maximální. V důsledku toho chápeme, že čím větší je šířka B a menší síla F, tím je nižší Hertzův tlak. Analýza byla provedena pouze pro pracovní část vačky, kde nepracovní část je zanedbatelná.

Tabulka hodnot pro nový návrh vačky:

Úhel natočení	Poloměr dotyku	Šířka kontaktu	Hertzův tlak	Úhel natočení	Poloměr dotyku	Šířka kontaktu	Hertzův tlak
φ [°]	R_v [m]	B [m]	p_h [Mpa]	φ [°]	R_v [m]	B [m]	p_h [Mpa]
100	0.189	0.008336	663.5684	210	0.2	0.008487	651.7954
110	0.19	0.00835	662.4418	220	0.201	0.0085	650.789
120	0.191	0.008364	661.3269	230	0.202	0.008513	649.7926
130	0.192	0.008378	660.2238	240	0.203	0.008526	648.806
140	0.193	0.008392	659.132	250	0.204	0.008539	647.8291
150	0.194	0.008406	658.0515	260	0.205	0.008551	646.8617
160	0.195	0.00842	656.9821	270	0.206	0.008564	645.9037
170	0.196	0.008433	655.9236	280	0.207	0.008577	644.9549
180	0.197	0.008447	654.8758	290	0.208	0.008589	644.0153
190	0.198	0.00846	653.8386	300	0.209	0.008602	643.0847
200	0.199	0.008473	652.8119				

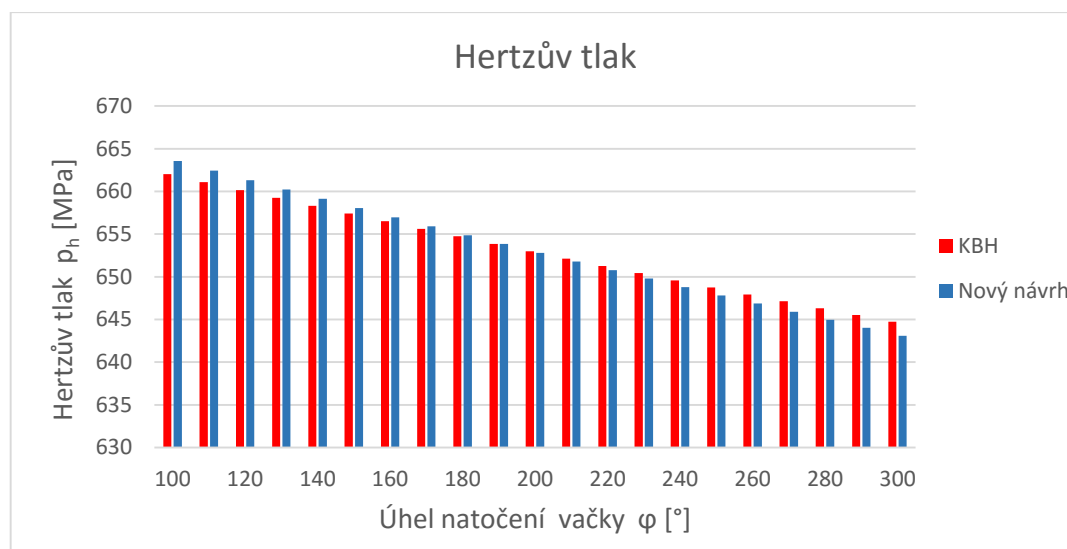
Tab. 15- Hertzův tlak závislý na úhlu natočení pro nový návrh



Graf 15- Charakteristika Hertzova tlaku vačky pro nový návrh [1]

5.3. Porovnání Hertzova tlaku

S porovnáním vačky od firmy KBH se snížil Hertzův tlak při natočení vačky o 300° až o 1,6 MPa a to vlivem nového profilu vačky. Avšak při počátku rovnacího procesu narostl Hertzův tlak o 1,5 MPa, který se postupně vyrovnává a snižuje oproti vačce KBH vlivem rovnoměrnějšího nárůstu zdvihu rolny. Oba návrhy nepřekračují dovolenou mez pro materiál.



Obr. 16- Porovnání Hertzova tlaku [1]

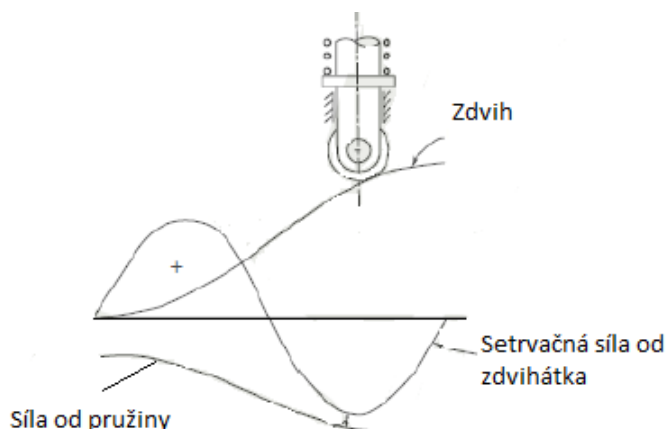
5.4. Metodika pro snížení Hertzova tlaku:

Maximální hodnota tlaku je závislá na několika parametrech. Na počtu zvolených vaček, kde materiál je z části v kontaktu s geometrií vačky a potom se zatížením. Proto máme různé způsoby jak minimalizovat Hertzův tlak.

- Snížením axiální zátěže je možné tím, že minimalizujeme kroutící moment motoru. Kromě působení síly na ose x je nízká ve srovnání působení síly v ose y, je výhodnější minimalizovat sílu F_y .
- Výběr materiálu s nižším modulem pružnosti, to znamená více poddajného materiálu. Tím získáme zvýšení povrchního kontaktu a dojde tedy ke snížení tlaku. Ukázkovým příkladem je materiál pro vačky 41CrS4 (1,7039).

6. Volba pružin

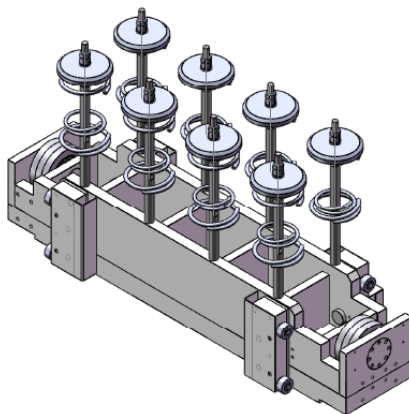
Pokud se nejedná o desmodromickou soustavu, tak přítlak rolny je převážně zajištěn mechanickou tlačnou pružinou, která je aplikována s předpětím. Tlačná pružina se obvykle volí se šroubovicovým vinutím. Působící síla od vinuté pružiny je přímo úměrná pro vychýlení pohybující role. Je-li síla nedostačující, dovolí roli odskakovat od vačky, protože nevznikne dostačující přítlak. Naproti zvolení nepřiměřené síly působící od pružiny vznikne negativní chod celé soustavy.



Obr. 13- Průběh zdvihu se silou od pružiny [2]

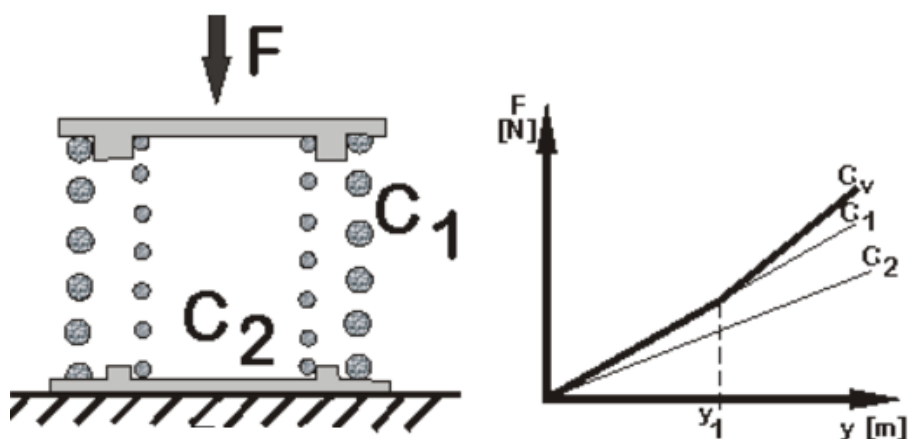
6.1. Charakterizace zavěšené stolice

Rovnací stolice je zavěšena na 16 tlačných pružinách o 8 párech (obr. 14). Jeden pár pružin tvoří vnější a vnitřní pružinu pro zlepšení pracovního průběhu a stability stroje (obr. 15). Stolice v klidném režimu je předepjatém stavu zavěšena aby zajistila přítlak rolny na vačku.



Obr. 14- Rovnací pracovní uzel [2]

Z modelu byla vyhodnocena celková váha rovnacího uzlu, která působí i za klidného stavu na pružiny svojí vlastní tíhovou hmotností. Hmotnost byla vypočtena pomocí grafického programu Solidworks 2015, kde pracovní uzel působí na pružiny o hmotnosti 698,32 kg. Pro výpočtovou zprávu bude použita hodnota s 700 kg.



Obr. 15- Schéma pružin a závislost tuhosti [10]

6.2. Návrh vnitřní a vnější pružiny

Vnější tlačná pružina KBH:

d_d [mm]	D_d [mm]	L_0 [mm]	z [-]	n_p [-]	L_{8P} [mm]	F_8 [N]	C [N.mm ⁻¹]	i_p [-]
12	150	330	7,5	5,5	112,69	2544,866	10,724	12,75

Tab. 16- Parametry pružiny

Vnitřní tlačná pružina KBH:

d_d [mm]	D_d [mm]	L_0 [mm]	z [-]	n_p [-]	L_{8P} [mm]	F_8 [N]	C [N.mm ⁻¹]	i_p [-]
10	125	315	7,5	5,5	94	2098	9,5	11,5

Tab. 17- Parametry pružiny

Volím tlačné pružiny podle ČSN 02 6020 z katalogu firmy PRODUKT GROUP s.r.o.
(viz.lit.[9])

Volba vnější tlačné pružiny:

$d_d[\text{mm}]$	$D_d[\text{mm}]$	$L_0[\text{mm}]$	$z[-]$	$n_p[-]$	$L_g[\text{mm}]$	$F_{8p}[\text{N}]$	$C[\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}]$	$i_p[-]$
11	150	330	7,5	5,5	103,04	2291,813	10,098	12,64

Tab. 18- Parametry pružiny

Volba vnitřní tlačné pružiny:

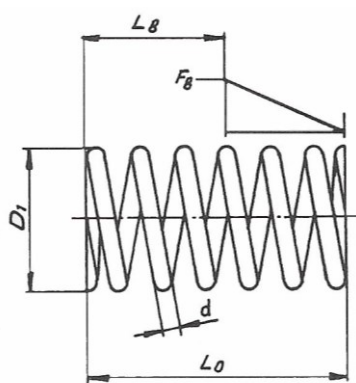
$d_d[\text{mm}]$	$D_d[\text{mm}]$	$L_0[\text{mm}]$	$z[-]$	$n_p[-]$	$L_{8p}[\text{mm}]$	$F_{8p}[\text{N}]$	$C[\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}]$	$i_p[-]$
8	108	390	10,5	8,5	107,11	1388,78	4,91	12,5

Tab. 19- Parametry pružiny

Materiál X12CrNi 17-7 má dobrou odolnost proti korozi díky obsahu 17 % chrómu a 7 % niklu.
(viz.lit.[10])

Označení oceli		Maximální hmotnostní podíl v % max.					
Značka	Označení	C	Si	Mn	P _{MAX}	Cr	Ni
X12CrNi 17-7	1.7131	0,07	1,00	2,00	0,045	17,00-20,00	8,50-10,00;

Tab. 20- Chemické složení [10]



Obr. 16- Schéma tlačné pružiny [11]

Síla působící na pružiny vlastní tíhou pracovní soustavy:

$$F_{PS} = m_{RU} \cdot g = 700 \cdot 9.81 = \mathbf{6867 \text{ N}} \quad (6.1)$$

6.2.1. Jednotlivé síly pružin při natočení vačky o 0°, 100° a 300°:

Výpočet je znázorněný pro tři polohy natočení vačky a to za klidového režimu, natočení vačky v počátečním stavu rovnání a při natočení pro maximální hodnotu rovnání 20 mm.

Síla vnější pružiny při natočení vačky o 0°, 100° a 300°:

$$F_{0D1} = C_1 \cdot \Delta l_0 = 10,098 \cdot 38 = \mathbf{383,724 \text{ N}} \quad (6.2)$$

$$F_{100D1} = C_1 \cdot \Delta l_{100} = 10,098 \cdot 132 = \mathbf{1332,936 \text{ N}}$$

$$F_{300D1} = C_1 \cdot \Delta l_{300} = 10,098 \cdot 152 = \mathbf{1534,896 \text{ N}}$$

Délka stlačené pružiny:

$$\Delta l_0 = L_0 - L_z = 330 - 292 = \mathbf{38 \text{ mm}} \quad (6.3)$$

$$\Delta l_{100} = L_0 - L_{8P100} = 330 - 198 = \mathbf{132 \text{ mm}}$$

$$\Delta l_{300} = L_0 - L_{8P300} = 330 - 178 = \mathbf{152 \text{ mm}}$$

Délka pružiny při stlačeném stavu:

$$L_z = 292 \text{ mm}$$

$$L_{8P100} = L_z - L_{K100} = 292 - 94 = \mathbf{198 \text{ mm}} \quad (6.4)$$

$$L_{8P300} = L_z - L_{K300} = 292 - 114 = \mathbf{178 \text{ mm}}$$

Síla vnitřní pružiny při natočení vačky o 0°, 100° a 300°:

$$F_{0D2} = C_2 \cdot \Delta l_0 = 4,91 \cdot 120 = \mathbf{589,2 \text{ N}}$$

$$F_{100D2} = C_2 \cdot \Delta l_{100} = 4,91 \cdot 214 = \mathbf{1050,74 \text{ N}}$$

$$F_{300D2} = C_2 \cdot \Delta l_{300} = 4,91 \cdot 234 = \mathbf{1148,94 \text{ N}}$$

Délka stlačené pružiny:

$$\Delta l_0 = L_0 - L_z = 390 - 270 = \mathbf{120 \text{ mm}}$$

$$\Delta l_{100} = L_0 - L_{8P100} = 390 - 176 = \mathbf{214 \text{ mm}}$$

$$\Delta l_{300} = L_0 - L_{8P300} = 390 - 156 = \mathbf{234 \text{ mm}}$$

Délka pružiny při stlačeném stavu:

$$L_z = 270 \text{ mm}$$

$$L_{8P100} = L_z - L_{K100} = 270 - 94 = \mathbf{176 \text{ mm}} \quad (6.5)$$

$$L_{8P300} = L_z - L_{K300} = 270 - 114 = \mathbf{156 \text{ mm}}$$

Přepočet parametrického vyjádření profilu vačky pro nárůst stlačení pružiny:

$$L_{K100} = R_{Z100} - R_{Z0} = 189 - 95 = \mathbf{94 \text{ mm}} \quad (6.6)$$

$$L_{K300} = R_{Z300} - R_{Z0} = 209 - 95 = \mathbf{114 \text{ mm}}$$

Poloměr základní kružnice v dotyku:

$$R_{Z100} = \sqrt{x_{100}^2 + y_{100}^2} = \sqrt{186,1287^2 + (-32,8195)^2} = \mathbf{189 \text{ mm}} \quad (6.7)$$

$$R_{Z300} = \sqrt{x_{300}^2 + y_{300}^2} = \sqrt{(-180,999)^2 + 104,5^2} = \mathbf{209 \text{ mm}}$$

6.2.2. Celková síla pružin při stlačeném stavu

Pro celkovou sílu při zatíženém stavu vycházíme z obecné rovnice pro paralelní zapojení pružin:

$$F_{cp} = 8 \cdot F_{D1} + 8 \cdot F_{D2} \quad (6.8)$$

Síla pružin při natočení vačky o 0°, 100° a 300°:

$$F_{0cp} = 8 \cdot F_{0D1} + 8 \cdot F_{0D2} = 8 \cdot 383,724 + 8 \cdot 589,2 = \mathbf{7783,393 \text{ N}}$$

$$F_{100cp} = 8 \cdot F_{100D1} + 8 \cdot F_{100D2} = 8 \cdot 1332,936 + 8 \cdot 1050,74 = \mathbf{19069,41 \text{ N}}$$

$$F_{300cp} = 8 \cdot F_{300D1} + 8 \cdot F_{300D2} = 8 \cdot 1534,896 + 8 \cdot 1148,94 = \mathbf{21470,69 \text{ N}}$$

Síla pružin působící na rovnací soustavu při natočení vačky o 0°, 100° a 300°:

$$F_{0RS} = F_{0cp} - F_{PS} = 7783,393 - 6867 = \mathbf{916,392\ N} \quad (6.9)$$

$$F_{100RS} = F_{100cp} - F_{PS} = 19069,41 - 6867 = \mathbf{12202,41\ N}$$

$$F_{300RS} = F_{300cp} - F_{PS} = 21470,69 - 6867 = \mathbf{14603,69\ N}$$

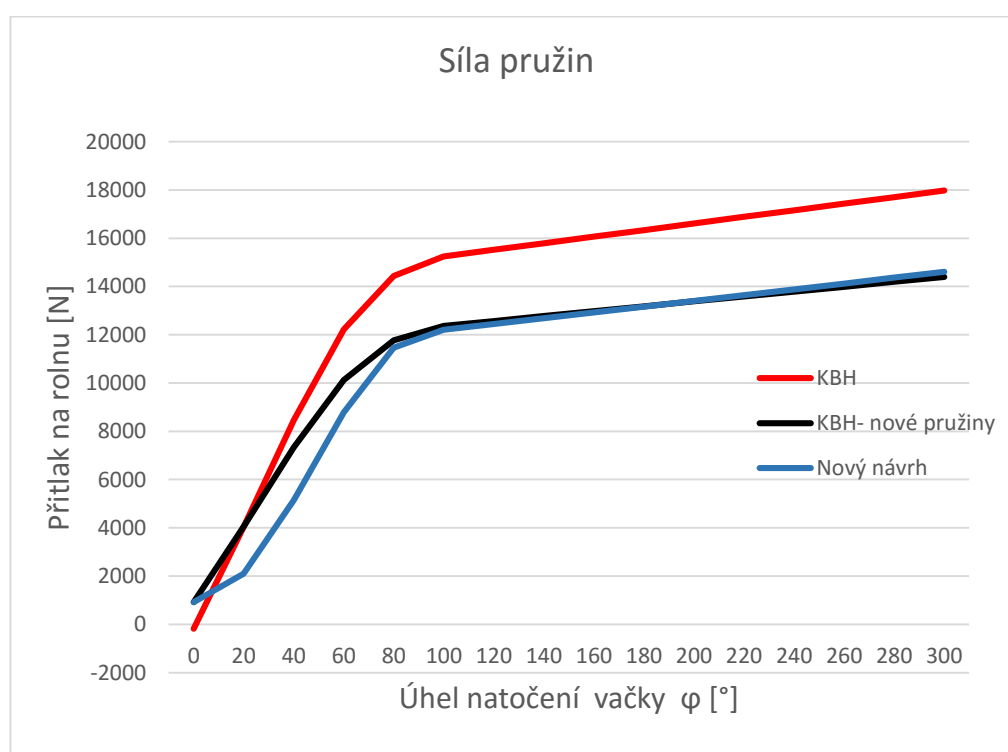
Úhel natočení	Bod	Bod	Poloměr	Nárůst stlačení pružiny	Pracovní délka vnější	Pracovní délka vnitřní
φ [°]	x [mm]	y [mm]	R _z [mm]	L _k [mm]	L _{8P} [mm]	L _{8P} [mm]
0	0	95	95	0	292	270
20	35.86344	98.53399	104.8576812	9.857681	282.1423	260.1423
40	83.73823	99.79533	130.2735535	35.27355	256.7264	234.7264
60	139.0224	80.26463	160.5292611	65.52926	226.4707	204.4707
80	180.0873	31.75424	182.8653979	87.8654	204.1346	182.1346
100	186.1287	-32.8195	189	94	198	176
120	165.4109	-95.5	191	96	196	174
140	124.058	-147.847	193	98	194	172
160	66.69393	-183.24	195	100	192	170
180	2.41E-14	-197	197	102	190	168
200	-68.062	-186.999	199	104	188	166
220	-129.2	-153.975	201	106	186	164
240	-175.803	-101.5	203	108	184	162
260	-201.886	-35.5979	205	110	182	160
280	-203.855	35.94517	207	112	180	158
300	-180.999	104.5	209	114	178	156

Tab. 21- Výsledky pro silovou charakteristiku pružin

Úhel natočení	Délka stlačené pružiny L330	Délka stlačené pružiny L390	Síla vnější pružiny	Síla vnitřní pružiny	Celková síla pružin	Síla zajišťující přítlak
φ [°]	Δl [mm]	Δl [mm]	F _{D1} [N]	F _{D2} [N]	F _{cp} [N]	F _{RS} [N]
0	38	120	383.724	589.2	7783.392	916.392
20	47.85768	129.8576812	483.2669	637.6012146	8966.945	2099.945
40	73.27355	155.2735535	739.9163	762.3931476	12018.48	5151.476

60	103.5293	185.5292611	1045.438	910.948672	15651.1	8784.097
80	125.8654	207.8653979	1270.989	1020.619104	18332.86	11465.86
100	132	214	1332.936	1050.74	19069.41	12202.41
120	134	216	1353.132	1060.56	19309.54	12442.54
140	136	218	1373.328	1070.38	19549.66	12682.66
160	138	220	1393.524	1080.2	19789.79	12922.79
180	140	222	1413.72	1090.02	20029.92	13162.92
200	142	224	1433.916	1099.84	20270.05	13403.05
220	144	226	1454.112	1109.66	20510.18	13643.18
240	146	228	1474.308	1119.48	20750.3	13883.3
260	148	230	1494.504	1129.3	20990.43	14123.43
280	150	232	1514.7	1139.12	21230.56	14363.56
300	152	234	1534.896	1148.94	21470.69	14603.69

Tab. 22- Výsledky pro silovou charakteristiku pružin



Graf 17- Charakteristika pružin

Při změně pružin u nového návrhu nastává při rovnacím procesu k zmenšení působících sil od pružin na rovnací soustavu. V nulovém natočení vačky rolna je přitlačována k vačce

o síle 916,392 N. Síla pružin za rovního procesu se snížila o 3,4 kN, výhodou je zlepšení pracovních sil za rovního procesu a snížení celkové zátěže na rovnací soustavu i na převodovku s motorem.

7. Analýza hřídele

Hnaná hřídel je uložena ve 4 ložiscích po bocích vačky. Hřídel obsahuje 4 neznámé síly. Pro výpočet a kontrolu jsem zvolil Vereščaginovo pravidlo, kde hodnota integrálu je rovna součtu obsahu momentového obrazce od libovolné funkce a pořadnice u lineární funkce v místě těžiště obrazce s libovolnou funkcí. Složitější momentové obrazce se rozloží na jednodušší obrazce a zavede se princip superpozice.

7.1. Metoda zavedení virtuální síly

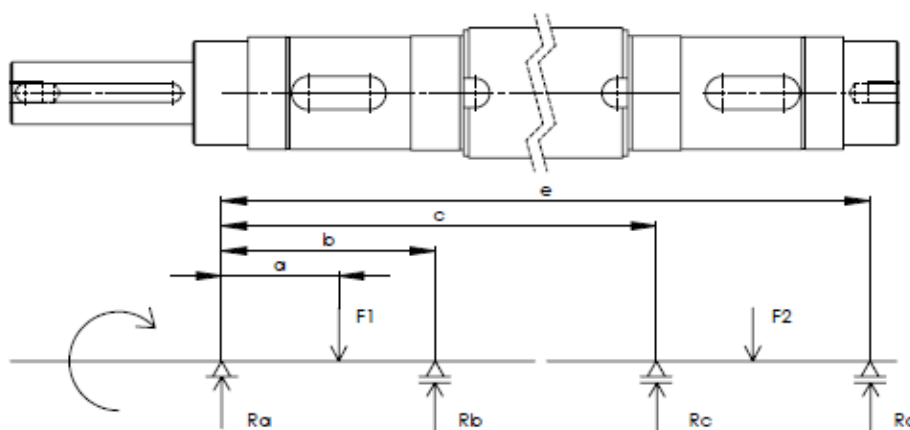
Prvním krokem je vykreslení stavů (staticky určitá konstrukce), na které působí jednotková bezrozměrná zavedená síla či moment v místě a směru námi odebrané vazby.

Virtuální zatížení je bezrozměrné o jednotkovém potenciálu, vnitřní síly a reakce na hřídeli jsou poté vyjádřeny a vypočteny jako stav návrhu od zavádějícího virtuálního zatížení. Pro naši konstrukci, která je namáhána především na ohyb. (viz. lit. [7])

$M_x \backslash M_y$						
	acl	$\frac{1}{2}acl$	$\frac{1}{2}al(c+d)$	$\frac{1}{2}al(c-d)$	$\frac{1}{2}adl$	$\frac{1}{2}acl$
	$\frac{1}{2}acl$	$\frac{1}{3}acl$	$\frac{1}{6}al(2c+d)$	$\frac{1}{6}al(2c-d)$	$\frac{1}{6}adl$	$\frac{1}{6}ac(l+d)$

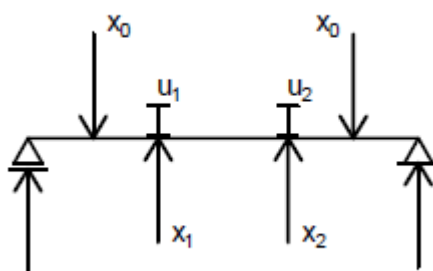
Tab. 23 – Spojení jedničkových momentových ploch

Schéma navrhované hřídele:



Obr. 17- Schéma zavedených reakcí [2]

Uvolnění a nahrazení virtuální silou:



Obr. 18- Schéma uvolnění [4]

Tabulka vstupních veličin:

$u_1 + u_2$	a	b	c	d	e	$x_1 = x_2$	$x_0 = F_1 = F_2$
0	113	206	1439	100	1645	1	304110
[-]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[-]	[N]

Tab. 24- Rozměrové parametry

Modul pružnosti v tahu, tlaku $E = 210\,000\text{ Mpa}$

7.2. Vyjádření vnějších reakcí

Pro přesnost výsledků posunutí je zjednodušená rovnice posunutí. Smykové napětí lze zanedbat oproti ohybovému napětí.

Vyjádření reakcí R_b a R_c :

Matice

$$\begin{pmatrix} \delta_{11} & \delta_{12} \\ \delta_{21} & \delta_{22} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} R_b \\ R_c \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \delta_{10} - u_1 \\ \delta_{20} - u_2 \end{pmatrix} \quad (7.1)$$

Obecně vyjádřené rovnice z matice:

$$\delta_{11} \cdot R_b + \delta_{12} \cdot R_c = \delta_{10} - u_1 \quad (7.1)$$

$$\delta_{21} \cdot R_b + \delta_{22} \cdot R_c = \delta_{20} - u_2 \quad (7.2)$$

$$R_c = \frac{\delta_{20} \cdot \delta_{11} - \delta_{10} \cdot \delta_{21}}{-\delta_{21} \cdot \delta_{12} + \delta_{22} \cdot \delta_{11}}$$

$$R_b = \frac{-\delta_{12} \cdot R_c + \delta_{10}}{\delta_{11}}$$

$$R_c = \frac{-0,005009567196 \cdot 1,727347535 \times 10^{-8} - \Rightarrow (-0,005009567196) \cdot 1,0932252583 \times 10^{-8}}{-1,0932252583 \times 10^{-8} \cdot 1,0932252583 \times 10^{-8} + \Rightarrow 1,727347535 \times 10^{-8} \cdot 1,727347535 \times 10^{-8}}$$

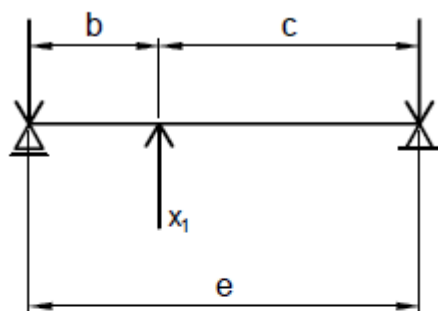
$$R_c = -177606,43 = \mathbf{177606,43N}$$

$$R_b = \frac{-1,0932252583 \times 10^{-8} \cdot (-177606,43) + (-0,005009567196)}{1,727347535 \times 10^{-8}}$$

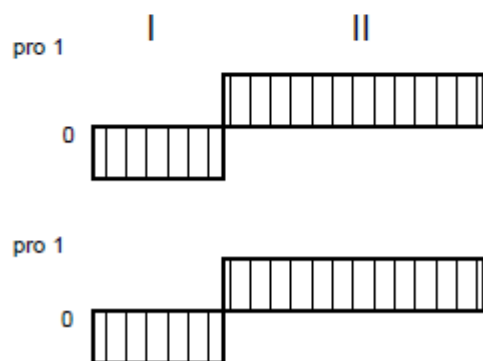
$$R_b = -177606,43 = \mathbf{177606,43N}$$

Schéma pro posunutí δ_{11} :

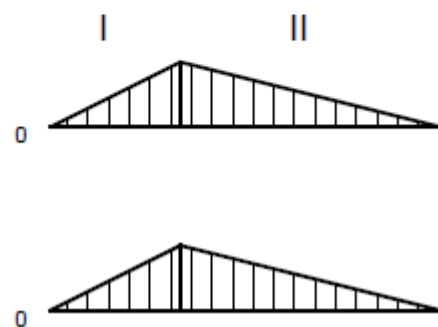
schéma 1



Posouvající síly



Ohybový moment



Obr. 19- Schéma posunutí [4]

Vzorové obecné řešení jednotlivých úseků:

$$\sum F_y = x_1 - R_a - R_d = 0 \quad (7.3)$$

$$\sum M_{R_d} = -x_1 \cdot c + R_a \cdot e = 0 \quad (7.4)$$

$$\sum M_{R_a} = -x_1 \cdot b + R_d \cdot e = 0$$

$$R_a = \frac{x_1 \cdot c}{e} = \frac{c}{e}$$

$$R_d = \frac{x_1 \cdot b}{e} = \frac{b}{e}$$

$$M_{MAX} = R_a \cdot b = \frac{x_1 \cdot c}{e} \cdot b = \frac{c \cdot b}{e} \quad (7.5)$$

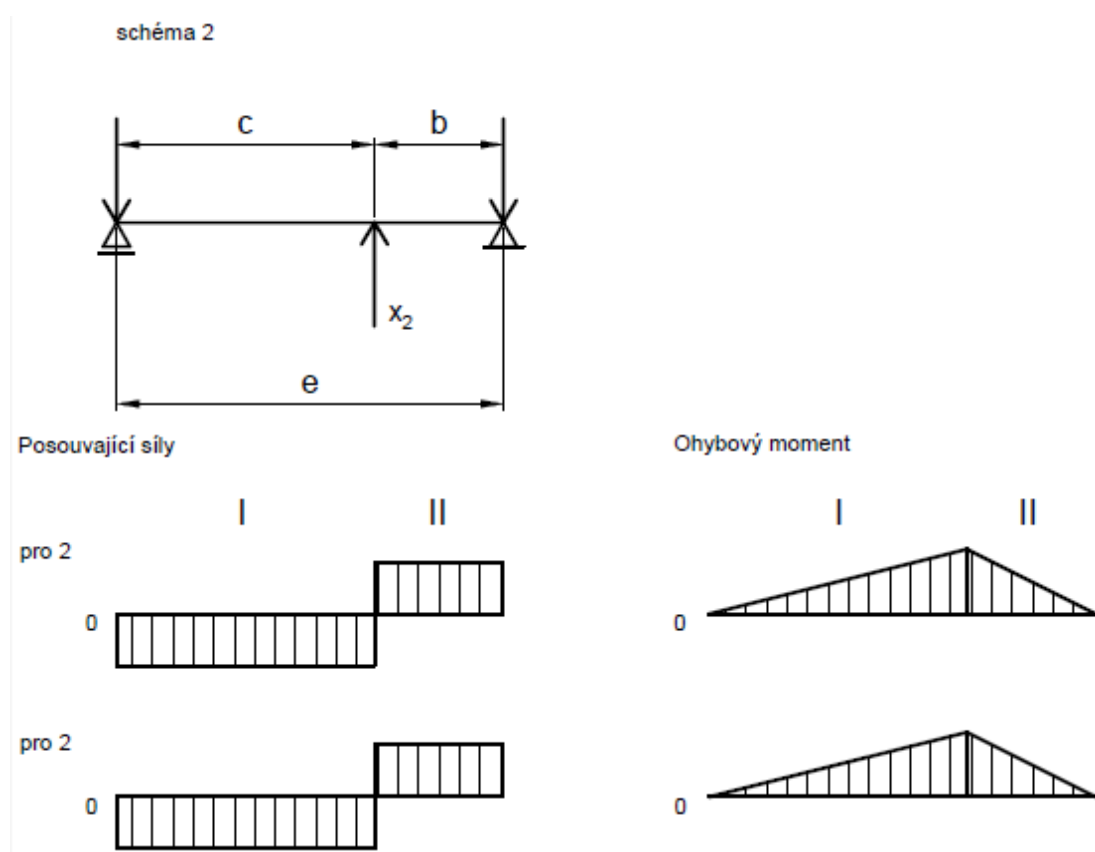
Vyjádření pro posunutí δ_{11} :

$$\delta_{11} = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot \frac{c \cdot b}{e} \cdot \frac{c \cdot b}{e} \cdot b + \frac{1}{3} \cdot \frac{c \cdot b}{e} \cdot \frac{c \cdot b}{e} \cdot c \right) \quad (7.6)$$

$$\delta_{11} = \frac{1}{2,1 \times 10^{11} \cdot \frac{\pi \cdot 0,1^4}{64}} \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot \frac{1,439 \cdot 0,206}{1,645} \cdot \frac{1,439 \cdot 0,206}{1,645} \cdot 0,206 + \right. \\ \left. \Rightarrow \frac{1}{3} \cdot \frac{1,439 \cdot 0,206}{1,645} \cdot \frac{1,439 \cdot 0,206}{1,645} \cdot 1,439 \right)$$

$$\delta_{11} = \mathbf{1,727347535 \times 10^{-8}}$$

Schéma pro posunutí δ_{22} :



Obr. 20- Schéma posunutí [4]

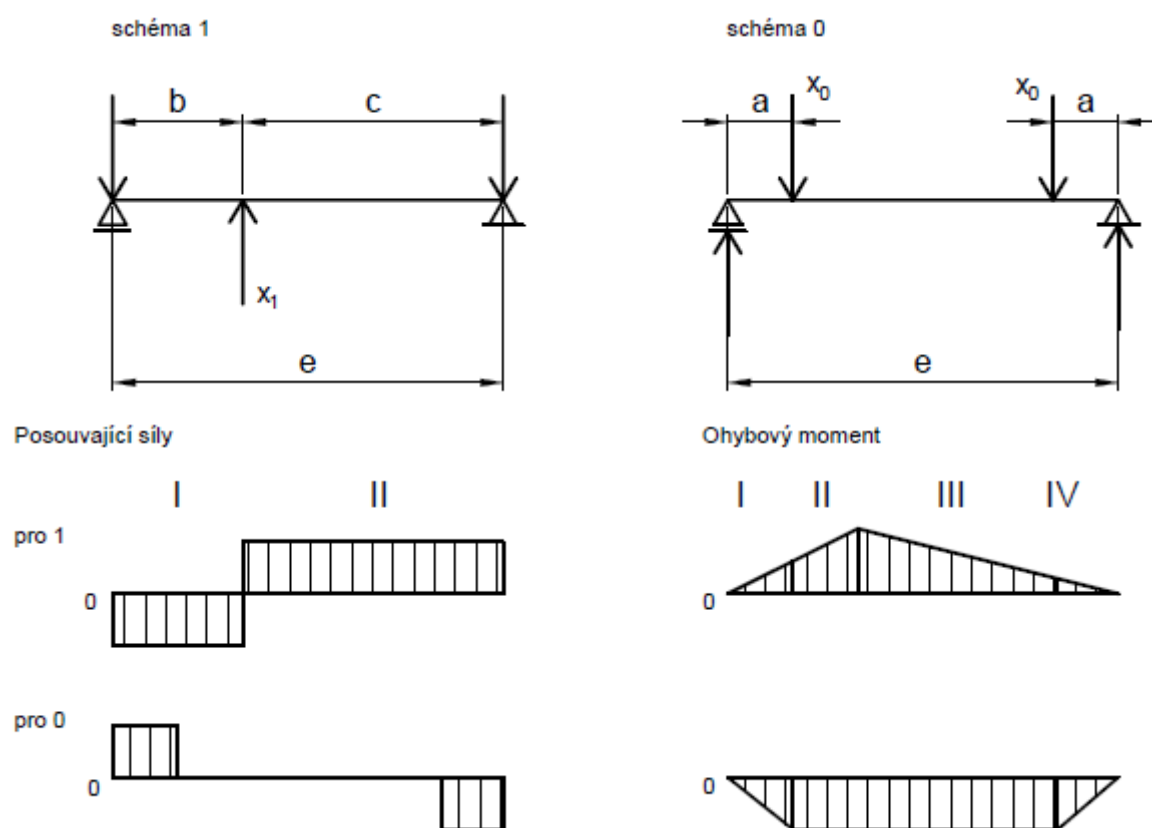
Vyjádření pro posunutí δ_{22} :

$$\delta_{22} = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot \frac{c \cdot b}{e} \cdot \frac{c \cdot b}{e} \cdot c + \frac{1}{3} \cdot \frac{c \cdot b}{e} \cdot \frac{c \cdot b}{e} \cdot b \right) \quad (7.7)$$

$$\delta_{22} = \frac{1}{2,1 \times 10^{11} \cdot \frac{\pi \cdot 0,1^4}{64}} \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot \frac{1,439 \cdot 0,206}{1,645} \cdot \frac{1,439 \cdot 0,206}{1,645} \cdot 1,439 + \frac{1}{3} \cdot \frac{1,439 \cdot 0,206}{1,645} \cdot \frac{1,439 \cdot 0,206}{1,645} \cdot 0,206 \right)$$

$$\delta_{22} = 1,727347535 \times 10^{-8}$$

Schéma pro posunutí δ_{10} :



Obr. 21- Schéma posunutí [4]

Vyjádření pro posunutí δ_{10} a δ_{20} :

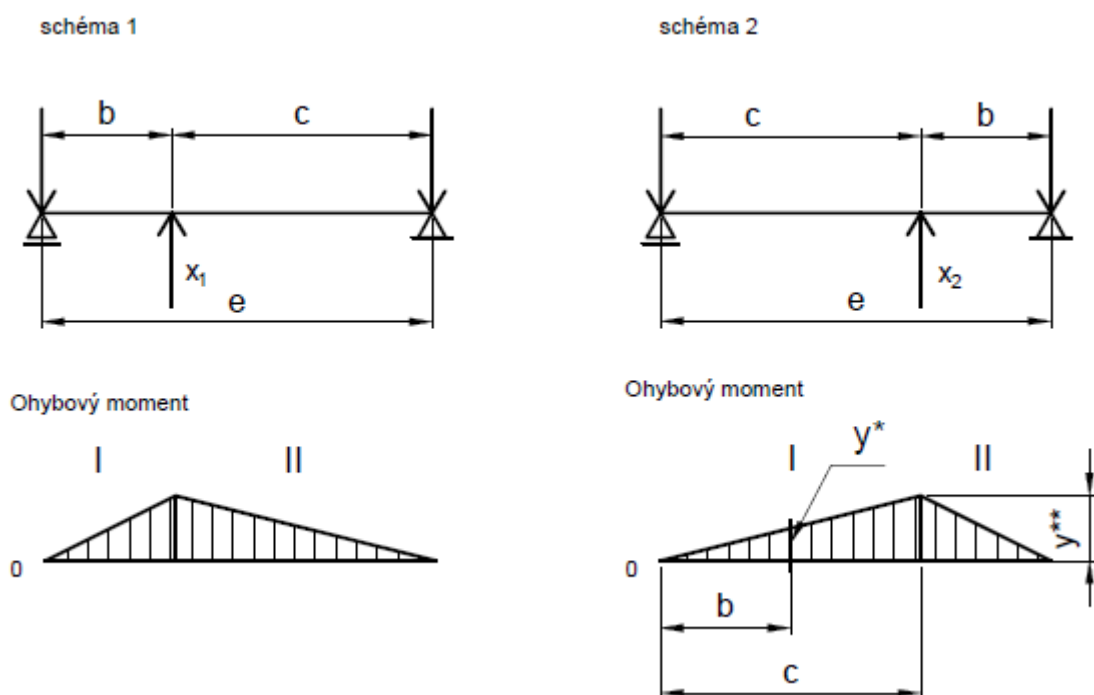
$$\delta_{10} = \delta_{20} \quad (7.8)$$

$$\delta_{10} = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left[\left(-\frac{1}{3} \cdot \frac{a}{e} \cdot c \cdot x_0 \cdot a \cdot a - \frac{1}{2} \cdot x_0 \cdot a \cdot (b-a) \cdot \left(\frac{c \cdot a}{e} + \frac{c \cdot b}{e} \right) - \right) \right. \\ \left. \Rightarrow \frac{1}{2} \cdot x_0 \cdot a \cdot (c-a) \cdot \left(\frac{c \cdot b}{e} + \frac{b \cdot a}{e} \right) - \frac{1}{3} \cdot x_0 \cdot a \cdot \frac{b \cdot a}{e} \right]$$

$$\delta_{10} = \frac{1}{2,1 \times 10^{11} \cdot \frac{\pi \cdot 0,1^4}{64}} \cdot \left[\begin{aligned} & \frac{1}{3} \cdot \frac{0,113}{1,645} \cdot 1,439 \cdot 304110 \cdot 0,113 \cdot 0,113 - \frac{1}{2} \cdot 304110 \cdot 0,113 \cdot \\ & \Rightarrow (0,206 - 0,113) \cdot \left(\frac{1,439 \cdot 0,113}{1,645} + \frac{1,439 \cdot 0,206}{1,645} \right) - \frac{1}{2} \cdot 304110 \cdot \\ & \Rightarrow 0,113 \cdot (1,439 - 0,113) \cdot \left(\frac{1,439 \cdot 0,206}{1,645} + \frac{0,206 \cdot 0,113}{1,645} \right) - \\ & \Rightarrow \frac{1}{3} \cdot 304110 \cdot 0,113 \cdot \frac{0,206 \cdot 0,113}{1,645} \end{aligned} \right]$$

$$\delta_{10} = -0,005009567196$$

Vyjádření pro posunutí δ_{12} a δ_{21} :



Obr. 22- Schéma posunutí [4]

$$y^{**} = \frac{b \cdot c}{e} \quad (7.9)$$

$$y^* = \frac{b \cdot c}{e} \cdot \frac{b}{c} = \frac{b^2}{e} \quad (7.10)$$

$$\delta_{12} = \delta_{21} \quad (7.11)$$

$$\delta_{12} = \frac{1}{E \cdot J} \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot \frac{b}{e} \cdot \frac{b^2}{e} \cdot c \cdot b + \frac{(c-b)}{6} \cdot \left(\frac{b^2}{2} \cdot \left(\frac{b}{c} \cdot c + \frac{b^2}{e} \right) + \frac{b}{c} \cdot c \cdot \left(\frac{b \cdot c}{c} + 2 \cdot \frac{b^2}{e} \right) \right) + \frac{1}{3} \cdot \frac{b^2}{e} \cdot \frac{b}{e} \cdot c \cdot b \right)$$

$$\delta_{12} = \frac{1}{2,1 \times 10^{11} \cdot \frac{\pi \cdot 0,1^4}{64}} \cdot \left[\begin{aligned} & \frac{1}{3} \cdot \frac{0,206}{1,645} \cdot \frac{0,206}{1,645} \cdot 1,439 \cdot 0,206 + \frac{(1,439 - 0,206)}{6} \cdot \\ & \left(\frac{0,206^2}{2} \cdot \left(\frac{0,206}{1,439} \cdot 1,439 + \frac{0,206^2}{1,645} \right) + \frac{0,206}{1,439} \cdot \right. \\ & \left. \cdot 1,439 \cdot \left(\frac{0,206 \cdot 1,439}{1,439} + 2 \cdot \frac{0,206^2}{1,645} \right) \right) + \\ & \Rightarrow \frac{1}{3} \cdot \frac{0,206^2}{1,645} \cdot \frac{0,206}{1,645} \cdot 1,439 \cdot 0,206 \end{aligned} \right]$$

$$\delta_{12} = 1,0932252583 \times 10^{-8}$$

7.3. Vyjádření vnitřních reakcí

Vyjádření reakcí R_a a R_d :

$$F_1 = F_2 \quad (7.12)$$

$$\sum M_A = F_1 \cdot a - R_b \cdot b - R_c \cdot c + F_2 \cdot (e - a) - R_d \cdot e \quad (7.13)$$

$$R_d = \frac{F_1 \cdot a - R_b \cdot b - R_c \cdot c + F_2 \cdot (e - a)}{e}$$

$$R_d = \frac{304110 \cdot 113 - 177606,43 \cdot 206 - 177606,43 \cdot 1439 + 304110 \cdot (1645 - 113)}{1645}$$

$$R_d = \mathbf{126503,57\ N}$$

$$\sum M_D = -F_2 \cdot a + R_c \cdot (e - c) + R_b \cdot (e - b) - F_1 \cdot (e - a) + R_a \cdot e \quad (7.14)$$

$$R_a = \frac{F_2 \cdot a - R_c \cdot (e - c) - R_b \cdot (e - b) + F_1 \cdot (e - a)}{e}$$

$$R_a = \frac{304110 \cdot 113 - 177606,43 \cdot (1645 - 1439) - 177606,43 \cdot (1645 - 206) + 304110 \cdot (1645 - 113)}{1645}$$

$$R_a = \mathbf{126503,57\ N}$$

Podmínka rovnováhy sil:

$$\sum F_y = 0 = R_a - F_1 + R_b + R_c - F_2 + R_d \quad (7.15)$$

$$\sum F_y = 126503,57 - 304110 + 177606,43 + 177606,43 - 304110 + 126503,57$$

$$\sum F_y = \mathbf{0}$$

7.4. Kontrola hřídele

Kontrola bude provedena pro maximální ohybové napětí v místě uložení vačky. Výpočet je zjednodušený pro získání předběžného napětí na porovnání pevností analýzy za pomoci metody konečných prvků MKP.

Materiál hřídele:

Ušlechtilá konstrukční ocel 1.7225 (42CrMo4, 15142) je nejpoužívanější ocel k zušlechtnění a povrchovému kalení. Vyznačuje se dostatečnou houževnatostí a není náchylná k popouštění křehkosti. Ocel se používá při nutné vysoké pevnosti i vyšší houževnatosti, zejména hřídele a spojovací součásti. (viz.lit.[8])

Označení oceli		Maximální hmotnostní podíl v % max.					
Značka	Označení	C	Si	Mn	P	S	Cr
42CrMo4	1.7225	0,38-0,45	0,4	0,60-0,90	0,035	0,035	0,20-0,50

Tab. 25- Chemické složení

Označení oceli		Mez kluzu	Pevnost v tahu	Dovolené napětí v ohybu
Značka	Označení	Re [MPa]	Rm [MPa]	σ_{DOVO} [MPa]
42CrMo4	1.7225	550	800-950	285-500

Tab. 26- Mechanické vlastnosti

7.4.1. Stanovení ohybových průběhů a posouvajících sil

Rovnice průběhu maximálního ohybového momentů pro úsek I a II:

Maximální ohybový moment pro úsek I:

$$M_{OMAXux3} = R_b \cdot x_{u3} \quad (7.16)$$

$$x_{u3} = 0 \rightarrow M_{OMAXux3} = 177606,43 \cdot 0 = \mathbf{0 \text{ N} \cdot \text{mm}}$$

$$x_{u3} = b - a \rightarrow M_{OMAXux3} = 177606,43 \cdot 93 = \mathbf{16517397,9 \text{ N} \cdot \text{mm}}$$

Maximální ohybový moment pro úsek II:

$$M_{OMAXx4} = R_c \cdot x_{u4} \quad (7.17)$$

$$x_{u4} = 0 \rightarrow M_{OMAXux4} = 177606,43 \cdot 0 = \mathbf{0 \text{ N} \cdot \text{mm}}$$

$$x_{u4} = f \rightarrow M_{OMAXux4} = 177606,43 \cdot 93 = \mathbf{16517397,9 \text{ N} \cdot \text{mm}}$$

$$f = e - c - a = 1645 - 1439 - 113 = \mathbf{93 \text{ mm}} \quad (7.18)$$

Rovnice posouvajících sil pro úsek I a II:

Zleva pro úsek I:

$$F_{Yux1} = R_a - F_1 = 126503,57 - 304110 = -177606,43 \text{ N} \quad (7.19)$$

Zprava pro úsek I:

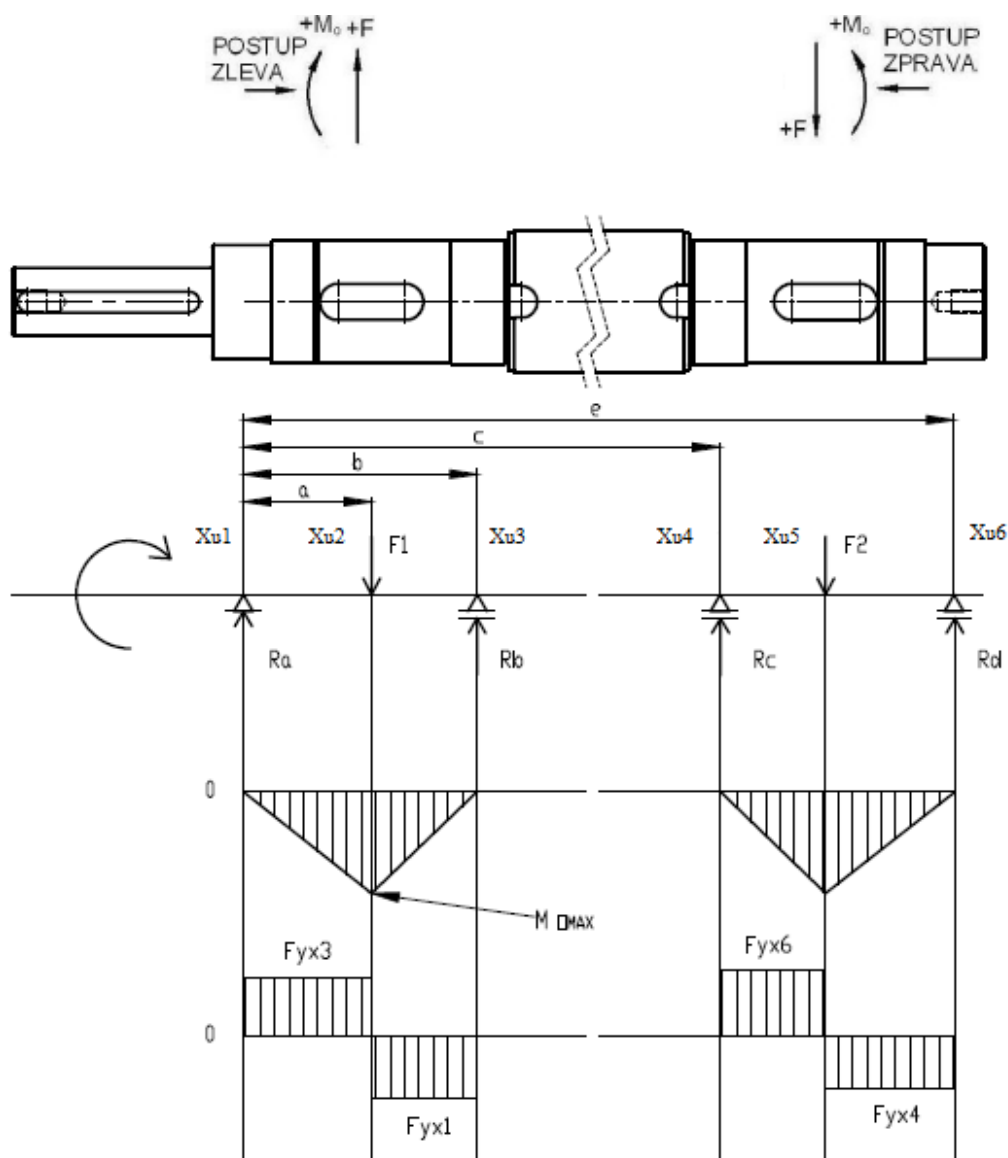
$$F_{Yux3} = -R_b + F_1 = -177606,43 + 304110 = 126503,57 \text{ N} \quad (7.20)$$

Zleva pro úsek II:

$$F_{Yux4} = R_c - F_2 = 177606,43 - 304110 = -126503,57 \text{ N} \quad (7.21)$$

Zprava pro úsek II:

$$F_{Yux6} = -R_d + F_2 = -126503,57 + 304110 = 177606,43 \text{ N} \quad (7.22)$$



Obr. 23- Průběh ohybového momentu a posouvajících sil [2]

Pro kombinované střídavé zatížení předpokládáme Bachův opravný součinitel $\alpha_B = 1$ a po dosazení do rovnice získáme redukovaný ohybový moment.

Kontrola přes redukovaný ohybový moment:

$$M_{ORED} = \sqrt{M_{OMAX}^2 + 0,75 \cdot (\alpha_B \cdot M_{kp})} \quad (7.23)$$

$$M_{ORED} = \sqrt{16517397,9^2 + 0,75 \cdot (1 \cdot 1162000)}$$

$$M_{ORED} = \mathbf{16517397,9 \text{ N} \cdot \text{mm}}$$

Vycházíme z obecné podmínky pro výpočet napětí:

$$\sigma_O = \frac{M_{ORED}}{W_o} \leq \sigma_{ODOV} \quad (7.24)$$

$$\sigma_O = \frac{M_{ORED}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{16517397,9}{\frac{\pi \cdot 108^3}{32}} = \mathbf{133,6 \text{ MPa}}$$

$$\sigma_O \leq \sigma_{ODOV} = \mathbf{133,6 \leq 285}$$

Podmínka pro ohyb splněna

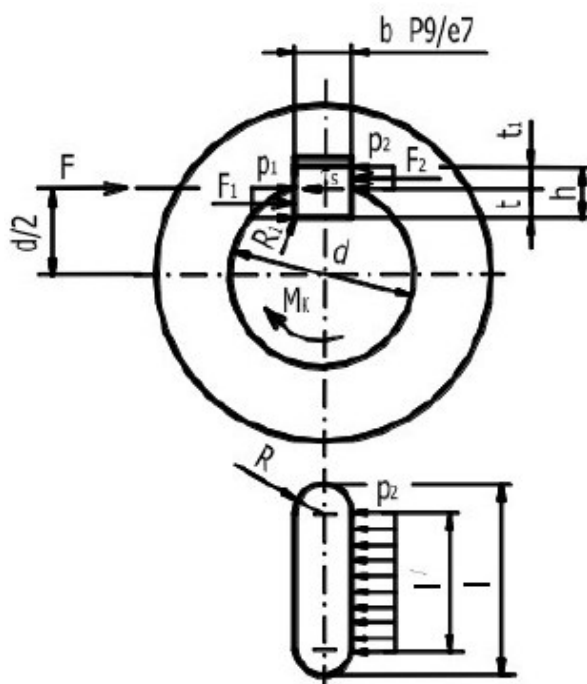
Dovolené ohybové napětí pro střídavé namáhání pro materiál 42CrMo4:

$$\sigma_{ODOV} = (285 \div 500)$$

Volím 285 MPa

7.5. Kontrola pera

Těsné pero slouží k přenosu krouticího momentu mezi nábojem a hřídelí. Kroutící moment se přenáší pouze boky pera. Kontrola bude provedena pro dvě pera a to na výstupní kroutící moment z převodovky a kroutící moment na jednu vačku.



Obr. 24- Schéma těsného pera [2]

Vycházíme z obecné podmínky na otlačení:

$$\sigma = \frac{F}{S_p} \leq p_d \quad (7.25)$$

7.5.1. Pevnostní kontrola pera pro vačku

Kroutící moment předán jedné vačce pro natočení o 300°:

$$M_{kp} \cdot \varphi = F_V \cdot S \quad (7.26)$$

$$M_{kp} = \frac{\frac{F_V}{2} \cdot S_{300}}{\varphi_{110}} = \frac{\frac{608220}{2} \cdot 20}{5,235987} = \mathbf{1162 \text{ N.m}}$$

Převod na radiány:

$$\varphi_{300} = \frac{\varphi_{300} \cdot \pi}{180} = \frac{300 \cdot \pi}{180} = \mathbf{5,235987 \text{ rad}} \quad (7.27)$$

Pevnostní výpočet:

$$p_2 = \frac{F_2}{l_p \cdot t_1} \leq p_{D2} \quad (7.28)$$

$$p_2 = \frac{20368,1}{91 \cdot 6,1} = \mathbf{36,693 \text{ MPa}}$$

$$p_2 = 36,692 \leq 150$$

Podmínka na otlačení splněna

Obvodová síla působící na pero F_2 :

$$F_2 = \frac{M_{kp}}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{1162 \times 10^3}{\frac{108}{2} + \frac{6,1}{2}} = \mathbf{20368,1 \text{ N}} \quad (7.29)$$

Navržené těsné pero:

PERO 32e7 x 16 x 91 ČSN 02 2562

7.5.2. Pevnostní kontrola pera pro převodovku

Kroutící moment převodovky při natočení vačky o 300°:

$$M_{kp} \cdot \varphi = F_V \cdot S$$

$$M_{kp} = \frac{F_V \cdot S_{300}}{1000} = \frac{608220 \cdot 20}{1000} = 2323 \text{ N.m}$$

Převod na radiány:

$$\varphi_{300} = \frac{\varphi_{300} \cdot \pi}{180} = \frac{300 \cdot \pi}{180} = 5,235987 \text{ rad}$$

Pevnostní výpočet:

$$p_2 = \frac{F_2}{l_p \cdot t_1} \leq p_{D2}$$

$$p_2 = \frac{72367,6}{160 \cdot 4,2} = 107,689 \text{ MPa}$$

$$p_2 = 107,689 \leq 150$$

Podmínka na otlačení splněna

Obvodová síla působící na pero F_2 :

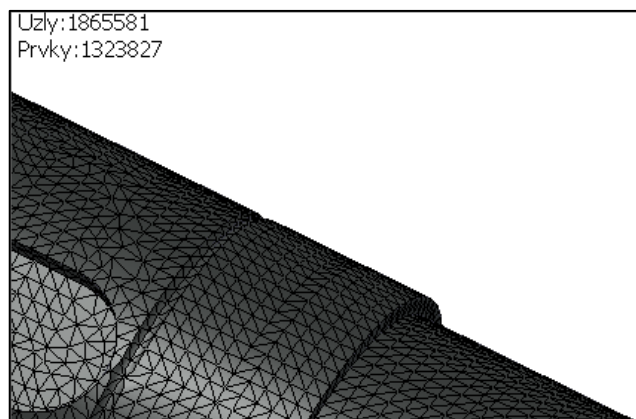
$$F_2 = \frac{M_{kp}}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{2323 \times 10^3}{\frac{60}{2} + \frac{4,2}{2}} = 72367,6 \text{ N}$$

PERO Navržené těsné pero

18e7 x 11 x 160 ČSN 02 2562

8. Metoda konečných prvků MKP

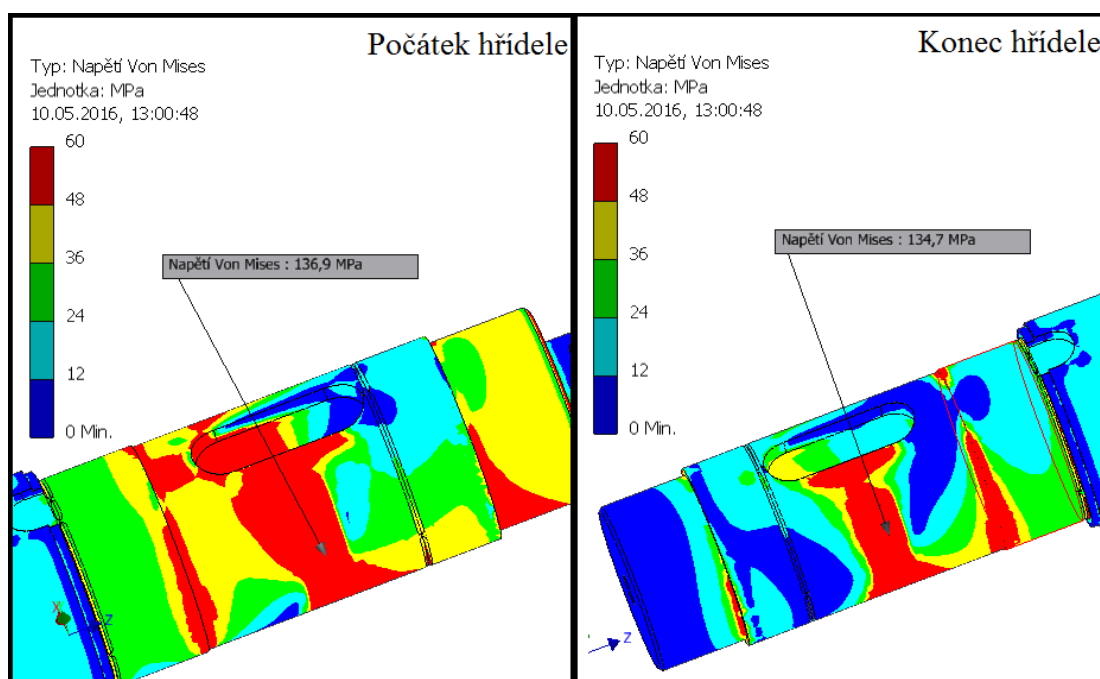
Metoda konečných prvků (MKP) je numerická metoda vytvořena pro simulaci průběhů deformací, vlastní frekvenci, napětí a proudění tepla na testovaném subjektu vymodelovaný ve 3D programu. Pro přesnější simulaci byla vytvořena hustá síť s 1865581 uzly a 1323827 prvky.



Obr. 25- Síť MKP [3]

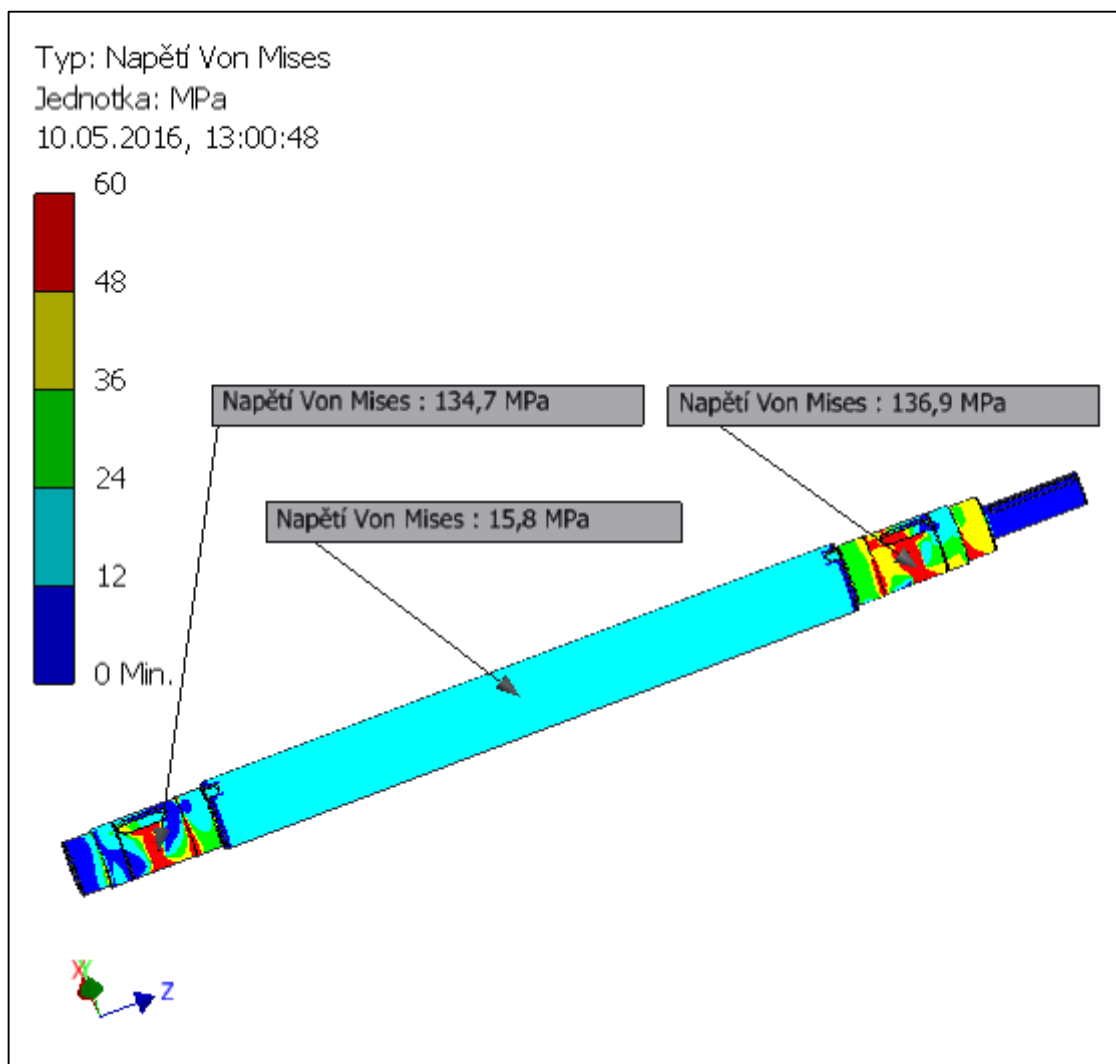
8.1. Kontrolní MKP hřídele

Pro ověření zjednodušeného výpočtu maximálního napětí byla vytvořena kontrolní simulace. Kde působící síla je zavedena na obvod hřídele v pozici na střed pera.



Obr. 26- Kontrolní MKP [3]

Výsledné hodnoty simulace značí maximální hodnotu napětí 134,7 MPa v obvodu zavedené síly. Zjednodušený výpočet se shoduje se simulací s rozdílem 2 až 3 MPa. Přední část hřídele je o 2 MPa větší než zadní část, jelikož se nachází v hranici rozdělení maximálního kroutícího momentu mezi dvěma vačkami z převodovky. Simulace je provedena pro maximální hodnoty rotnacího procesu.

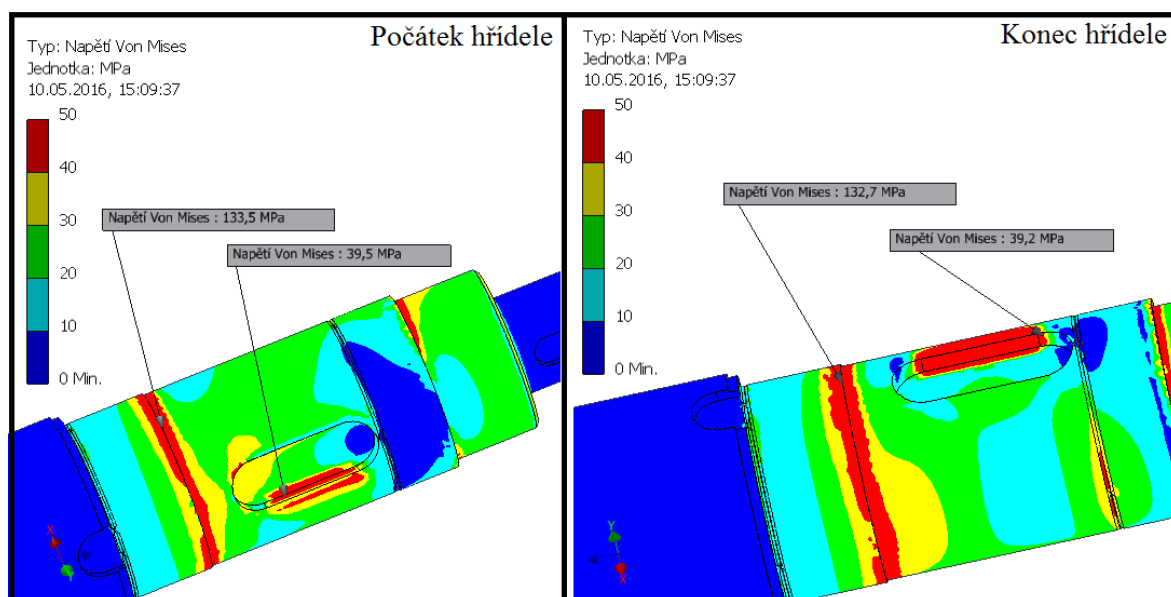


Obr. 27- Kontrolní MKP [3]

8.2. MKP pro reálné vyhodnocení hřídele

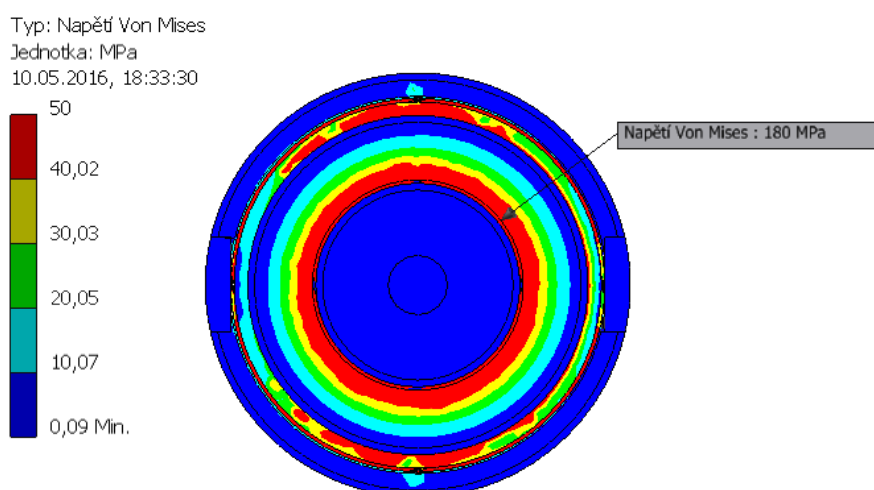
Pro reálnou simulaci napětí byla definovaná síla na celý obvod hřídele tam, kde je v kontaktu s uloženou vačkou při rotnacím procesu. Na drážku pera je zavedena vypočtená

obvodová síla pro zjištění kontaktního tlaku pera. Výsledná analýza napětí se shoduje s předběžným výpočtem pro maximální napětí v ohybu. Maximální napětí v oblasti vačky je ve drážce pro pojistný kroužek vlivem změnou průřezu. Napětí se pohybuje kolem 133 MPa.



Obr. 28- Reálné MKP [3]

Největší koncentrace napětí vykazuje rádius na hřídelovém čepu, který je uložený v převodovce. Napětí se pohybuje kolem 180 MPa. Pro snížení napětí je navrhnout větší rádius k lepšímu rozložení napětí.



Obr. 29- Reálné MKP [3]

Závěr

Cílem práce byla optimalizace konstrukce silových prvků vrchní části rovnacího stroje KBH s.r.o. pro tyče kruhového průřezu. Podle požadovaných parametrů, které jsou rovnací zdvih, nepracovní zdvih a rovnací síla, jsem analyzoval dosavadní model a provedl možnou optimalizaci s novým návrhem.

Vačka přenášející rovnací sílu jsem prvně analyzoval z původního modelu pro zjištění zdvihu při natočení vačky a přeneseného krouťícího momentu na převodovku. Podle získaných parametrů jsem vytvořil algoritmus parametrického vyjádření pro pracovní profil vačky a zvlášť algoritmus pro nepracovní část profilu vačky. Algoritmy byly spojeny v jeden celek pro jednu křivku, která znázorňuje profil vačky. Výsledná optimalizace splňuje rovnací rychlost zdvihu a nárůst pracovního zdvihu při natočení vačky o 1° je 0,1 mm s maximální rovnacím zdvihem 20 mm, avšak rychlost nepracovního zdvihu nelze dodržet v konstantní rychlosti vlivem harmonického průběhu zdvihu. Motor s převodovkou splňuje podmínky pro oba návrhy.

Pro stanovení Hertzova tlaku mezi vačkou a rolnou jsem použil metodu pro kontakt mezi dvěma válci uloženými s paralelními osami. Vačka byla aproximována v místě dotyku jako u válce pro výpočet Hertzova tlaku. Hertzův tlak nepřekračuje dovolené napětí pro materiál 90MnCrV8.

Vyrovňovací pružiny jsem přepočítal pro optimalizaci a provedl nový návrh tlačných pružin o rozměrovou řádu nižší. Nové pružiny při rovnacím zdvihu zatěžují rovnací soustavu o 3,4 kN méně než původní návrh s dostatečným přitlakem v nepracovním zdvihu.

Průběžná hřídel byla vypočtena pomocí Vereščaginova pravidla, kde hodnota integrálu je rovna součtu obsahu momentového obrazce. Výsledné síly v uložení byly použity pro předběžnou kontrolu maximálního napětí v ohybu. Pro pevnostní kontrolu napětí jsem použil simulaci v grafickém programu Autodesk Inventor Professional 2015. Díky této metodě jsem určil zatížení v kritické části průběžné hřídele. Dovolené napětí nebylo překročeno a tím tedy vyhovuje.

Seznam použitých zdrojů

Použitá literatura:

- [1] LEINVEBER, Jan. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 2. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2005, 907 s. ISBN 80-7361-011-6.
- [2] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. *Strojnické tabulky I: Pro školu a praxi*. 1. vydání. Praha 6: Scientia, 2004. ISBN 80-7183-312-6.
- [3] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů: Části spojovací*. Ostrava, 2012. Skripta. VŠB - technická univerzita Ostrava, fakulta strojní, katedra částí a mechanismů strojů.
- [4] Слоним А.З., Сонин А.Л. *Машины для правки листового и сортового материала*. – М.: Машиностроение, 1975. – 208 с.
- [5] METU OCW [online]. 12.5.2016 [cit. 2016-05-12]. Dostupné z: <http://ocw.metu.edu.tr/>
- [5] JOHNSON, K. *Contact mechanics*. 9 vydání. Cambridge: Cambridge University Press, 2003, 451 s. ISBN 05-212-5576-7.
- [6] Chablat, D. and Angeles J., "The Design of a Novel Prismatic Drive for a Three-DOF Parallel-Kinematics Machine", ASME Journal of Mechanical Design, 2006, Volume 128, Issue 4, pp. 710-718, July.
- [7] Kadlčák, J., Kytýr, J. *Statika stavebních konstrukcí II. Staticky neurčité prutové konstrukce*. Druhé vydání. VURIUM, Brno 2004
- [8] *China steel suppliers*. [online]. 12.5.2016 [cit. 2016-05-12]. Dostupné z: <http://www.steelgr.com/>
- [9] *PRODUKT GROUP s.r.o.* [online]. 12.5.2016 [cit. 2016-05-12]. Dostupné z: <http://www.pruziny.com/>

- [10] *STAHLBECKER* [online]. 12.5.2016 [cit. 2016-05-12]. Dostupné z: <http://www.stahlbecker.de/>
- [11] *SIEMENS* [online]. 12.5.2016 [cit. 2016-05-12]. Dostupné z: <http://www.siemens.com/>

Použité obrázky:

- [1] Obrázek vytvořen autorem v programu Microsoft Excel 2013
- [2] Obrázek vytvořen autorem v programu SOLIDWORKS 2015
- [3] Obrázek vytvořen autorem v programu Autodesk Inventor Professional 2015
- [4] Obrázek vytvořen autorem v programu AutoCAD Mechanical 2015
- [5] *Technologie II.* [online]. 17.4.2016 [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/skripta_tkp/sekce/08.htm
- [6] *MRB Sazovice.* [online]. 17.4.2016 [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: <http://www.mrb.cz/rovnani-plechu-a-vyroбку>
- [7] *ZDAZ.* [online]. 17.4.2016 [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: <http://www.zdas.cz/cs/content.aspx?id=98>
- [8] *Arcon.* [online]. 17.4.2016 [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: <http://www.arcon-metals.cz/cs/pouziti/rovnani>
- [9] *Introduction to Mechanisms.* [online]. 17.4.2016 [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: <https://www.cs.cmu.edu/~rapidproto/mechanisms/chpt6.html#HDR97>

- [10] *Vypružení*. [online]. 18.4.2016 [cit. 2016-04-18]. Dostupné z: <http://www.vagony.cz/pojezdy/vypruzeni.html>
- [11] *Fevos s.r.o.* [online]. 18.4.2016 [cit. 2016-04-18]. Dostupné z: <http://www.pruziny->
- [12] SIEMENS [online]. 12.5.2016 [cit. 2016-05-12]. Dostupné z: <http://www.siemens.com/>

Výkresová dokumentace

Příloha 1	Výkres:	N-13200-085
Příloha 2	Výkres:	N-13200-088
Příloha 3	Výkres:	N-13200-089
Příloha 4	Výkres:	N-13230-001
Příloha 5	Výkres:	N-13230-007
Příloha 6	Výkres:	N-13230-026
Příloha 7	Výkres:	N-13230-096
Příloha 8	Výkres:	N-13230-098

Excel přílohy

Příloha 9	Excel:	Analýza KBH
Příloha 10	Excel:	Nový návrh vačky
Příloha 11	Excel:	Výpočet pružin

Maple přílohy

Příloha 12	Maple:	Hřidel výpočet reakcí
------------	--------	-----------------------

Poděkování

Chtěl bych poděkovat firmě KBH s.r.o. za možnost řešení zajímavého tématu, která obohatila mé vědomosti a vedoucímu práce Dr. Ing. Jaroslavu Meleckému.